

Departamento de Ingeniería Mecánica

Grado en Ingeniería Mecánica

PROYECTO FIN DE GRADO

ESTIMACIÓN DEL CONTACTO RUEDA-CARRIL CON ANSYS

Autor: Carlos San Segundo Cordero

Tutor: Higinio Rubio Alonso

Leganés, Junio de 2019

Título: Estimación del contacto rueda-carril con ANSYS

Autor: Carlos San Segundo Cordero

Tutor: Higinio Rubio Alonso

EL TRIBUNAL

Presidente: _____

Vocal: _____

Secretario: _____

Realizado el acto de defensa y lectura del Trabajo Fin de Grado el día 2 de julio de 2019 en Leganés, en la Escuela Politécnica Superior de la Universidad Carlos III de Madrid acuerda otorgarle la CALIFICACIÓN de

VOCAL

SECRETARIO

PRESIDENTE

Resumen

El presente proyecto se centra en el fenómeno del contacto entre la rueda y el carril, el cual ha sido, y continúa siendo, un área de gran interés en la industria ferroviaria.

En primer lugar, se explicarán los conceptos principales relacionados con la vía y el vehículo ferroviario. Posteriormente, se presentarán algunas de las teorías utilizadas a lo largo de la historia para resolver el problema del contacto rueda-carril. De esta forma, será posible conocer los antecedentes en este ámbito y así poder compararlos con los resultados obtenidos en este trabajo.

En cuanto al estudio del contacto rueda-carril, se realizará un análisis estático haciendo uso del software de simulación por elementos finitos "ANSYS", con el que se diseñarán los elementos de acuerdo a la normativa vigente en este sector y se simulará el conjunto, variando las cargas, en dirección longitudinal y lateral, atendiendo al contacto rueda-carril.

Tras efectuar la simulación por computador, se analizarán los resultados, centrándose en la tensión equivalente de Von Mises, la presión de contacto y el área de contacto entre la rueda y el carril.

Palabras clave: contacto, área, carril, eje, rueda, ANSYS.

Abstract

The present project focuses on the phenomenon of contact between the wheel and the rail, which has been, and still is, an area of great interest in the railway industry.

In the first place, will be explained the main concepts related to the track and the rail vehicle. Subsequently, some of the theories used throughout history to solve the wheel-rail contact problem will be presented. In this way, it will be possible to know the background in this area and thus be able to compare them with the results obtained in this work.

Regarding the study of wheel-rail contact, a static analysis will be made, using the simulation software by finite elements "ANSYS", with which the elements will be designed according to the regulations in force in this sector and the model will be simulated, varying the loads, in longitudinal and lateral direction, attending to the wheel-rail contact.

After doing the computer simulation, the results will be analyzed, focusing on the Von Mises equivalent stress, the contact pressure and the contact area between the wheel and the rail.

Keywords: contact, surface, rail, axis, wheel, ANSYS.

Índice

1. Introducción.....	1
1.1. Ámbito y motivación	2
1.2. Objetivos.....	3
1.3. Estructura del documento.....	4
2. Complementos teóricos.....	5
2.1 Introducción a los complementos teóricos.....	6
2.2 La vía.....	6
2.2.1 Infraestructura	6
2.2.2 Superestructura.....	7
2.2.2.1 Sub-balasto	8
2.2.2.2 Balasto.....	8
2.2.2.3 Traviesa	9
2.2.2.4 Carril.....	10
2.2.2.5 Sistema de sujeción	12
2.3 Material rodante	14
2.3.1 Caja	14
2.3.2 Bogie.....	14
2.3.2.1 Bastidor	15
2.3.2.2 Eje.....	16
2.3.2.3 Ruedas.....	17
2.3.2.4 Cajas de grasa	19
2.3.2.5 Sistema de suspensión.....	20
3. Descripción de la herramienta empleada.....	22
3.1 Introducción	23
3.2 Ejemplo de análisis	23
4. Metodología.....	32
4.1 Introducción	33
4.2 Antecedentes sobre el contacto rueda-carril.....	33
4.2.1 Teoría de Hertz	33

4.2.2 Teoría de Carter.....	37
4.2.3 Teoría de Johnson y Vermeulen.....	39
4.2.4 Teoría lineal de Kalker.....	40
4.3 Normativa aplicable al proyecto.....	43
4.4 Estructura y planificación del proyecto.....	43
4.5 Resultados esperados.....	55
5. Desarrollo del proyecto y resultados.....	56
5.1 Introducción.....	57
5.2 Variación de cargas verticales en el eje.....	57
5.3 Variación de cargas laterales con carga vertical constante.....	64
6. Presupuesto y entorno socioeconómico.....	74
6.1 Entorno socioeconómico.....	75
6.2 Presupuesto.....	76
7. Conclusiones y trabajos futuros.....	80
8. Bibliografía.....	83
9. Anexos.....	86
Anexo A: Planos, bocetos y elementos.....	88
Anexo B: Resultados para la variación de cargas verticales.....	94
Anexo C: Resultados para la variación de cargas laterales con carga vertical constante.....	101

Índice de figuras

Figura 1.1 Tren de alta velocidad de última generación fabricado por CAF	2
Figura 2.1 Túnel	6
Figura 2.2 Puente	7
Figura 2.3 Trinchera	7
Figura 2.4 Terraplén	7
Figura 2.5 Elementos de la superestructura	8
Figura 2.6 Balasto	9
Figura 2.7 Traviesas monobloque (izq.) y semitraviesas (dcha.)	9
Figura 2.8 Traviesas bibloque con riostra (izq.) y traviesas de dos rótulas (dcha.)	10
Figura 2.9 Partes del carril	10
Figura 2.10 Perfiles UIC más comunes	11
Figura 2.11 Sujeción directa	12
Figura 2.12 Sujeción indirecta	13
Figura 2.13 Sujeción mixta	13
Figura 2.14 Planta de fabricación de cajas ferroviarias	14
Figura 2.115 Bogie ferroviario de dos ejes	15
Figura 2.16 Bastidor de un bogie	16
Figura 2.17 Partes de un eje ferroviario	16
Figura 2.18 Esquema de un eje montado	17
Figura 2.19 Rueda monobloque	18
Figura 2.20 Rueda de centro y bandaje	18
Figura 2.21 Rueda elástica	19
Figura 2.22 Cajas de grasa	20
Figura 2.23 Sistema de suspensión de un vehículo ferroviario	21
Figura 3.1 Tipos de análisis en ANSYS	23
Figura 3.2 Bloque de sistema de análisis del proyecto	24

Figura 3.3 Propiedades del material	24
Figura 3.4 Herramientas de dibujo	25
Figura 3.5 Croquis de la pieza	26
Figura 3.6 Detalles de la revolución (izq.) y pieza final (dcha.).....	26
Figura 3.7 Árbol esquemático del proyecto.....	27
Figura 3.8 Opciones de mallado y pieza mallada.....	27
Figura 3.9 Selección del soporte fijo y la carga.....	28
Figura 3.10 Pieza con la condición de contorno y carga aplicadas.....	29
Figura 3.11 Selección de los resultados	30
Figura 3.12 Resultados de la tensión equivalente de Von Mises [Pa]	31
Figura 3.13 Resultados de la deformación direccional según el eje z [m]	31
Figura 4.1 Caso general de contacto hertziano	34
Figura 4.2 Contacto hertziano rueda-carril.....	35
Figura 4.3 Esquema del radio normal y el radio de rodadura de la rueda	35
Figura 4.4 Área de contacto según la teoría de Carter.....	38
Figura 4.5 Área de contacto según la teoría de Johnson y Vermeulen	39
Figura 4.6 Área de contacto según la teoría lineal de Kalker	41
Figura 4.7 Boceto del eje y eje.....	44
Figura 4.8 Perfil GV40 y boceto de las ruedas	45
Figura 4.9 Ruedas.....	45
Figura 4.10 Perfil UIC 54 y boceto de los carriles	46
Figura 4.11 Carriles	46
Figura 4.12 Conjunto a simular	47
Figura 4.13 Propiedades del acero R8	48
Figura 4.14 Creación de las conexiones.....	49
Figura 4.15 Contacto eje-rueda	50
Figura 4.16 Contacto rueda-carril.....	51
Figura 4.17 Método de mallado tetraédrico	52
Figura 4.18 Mallado de los cuerpos.....	52
Figura 4.19 Mallado de las superficies de contacto	53
Figura 4.20 Soporte fijo en los carriles	53

Figura 4.21 Condición de desplazamiento en el eje	53
Figura 4.22 Conjunto sometido a fuerza vertical	54
Figura 4.23 Conjunto sometido a fuerza vertical y lateral	54
Figura 4.24 Selección de resultados	55
Figura 5.1 Sentido de la carga vertical aplicada.....	57
Figura 5.2 Área de contacto para una carga vertical de 10 t.....	58
Figura 5.3 Distribución de la presión para una carga vertical de 10 t [MPa]	58
Figura 5.4 Distribución de la tensión para una carga vertical de 10 t [MPa]	59
Figura 5.5 Relación entre el área de contacto y la carga vertical aplicada	60
Figura 5.6 Relación entre la presión de contacto máxima y la carga vertical aplicada	60
Figura 5.7 Relación entre la tensión de Von Mises máxima y la carga vertical aplicada .	61
Figura 5.8a Área de contacto para carga vertical de 2 t.....	61
Figura 5.8b Área de contacto para carga vertical de 20 t.....	62
Figura 5.9a Distribución de la presión para una carga vertical de 2 t [MPa]	62
Figura 5.9b Distribución de la presión para una carga vertical de 20 t [MPa].....	63
Figura 5.10a Distribución de la tensión para carga vertical de 2 t [MPa]	63
Figura 5.10b Distribución de la tensión para carga vertical de 20 t [MPa].....	64
Figura 5.11 Sentido de la carga lateral aplicada	64
Figura 5.12a Área de contacto en el lado izquierdo para carga lateral de 1 t	65
Figura 5.12b Área de contacto en el lado derecho para carga lateral de 1 t	66
Figura 5.13 Distribución de la presión en el lado izquierdo y en el derecho [MPa], para carga lateral de 1 t	66
Figura 5.14a Distribución de la tensión en el lado izquierdo [MPa], para carga lateral de 1 t	67
Figura 5.14b Distribución de la tensión en el lado derecho [MPa], para carga lateral de 1 t	67
Figura 5.15a Área de contacto en el lado derecho para carga lateral de 1,25 t	68
Figura 5.15b Área de contacto en el lado derecho para carga lateral de 1,25 t	68
Figura 5.16a Distribución de la presión en el lado izquierdo [MPa], para carga lateral de 1,25 t	69
Figura 5.16b Distribución de la presión en el lado derecho [MPa], para carga lateral de 1,25 t	69

Figura 5.17a Distribución de la tensión en el lado izquierdo [MPa], para carga lateral de 1,25 t	70
Figura 5.17b Distribución de la tensión en el lado derecho [MPa], para carga lateral de 1,25 t	70
Figura 5.18a Distribución de la presión en el lado izquierdo [MPa], para carga lateral de 2,5 t	71
Figura 5.18b Distribución de la presión en el lado derecho [MPa], para carga lateral de 2,5 t	71
Figura 5.19a Distribución de la tensión en el lado izquierdo [MPa], para carga lateral de 2,5 t	72
Figura 5.19b Distribución de la tensión en el lado derecho [MPa], para carga lateral de 2,5 t	72
Figura 5.20 Relación entre el área de contacto en cada lado y la carga lateral aplicada .	73
 Figura 6.1 Distribución de las inversiones por modo de transporte (2017).....	 75

Índice de tablas

Tabla 4.1 Coeficientes m y n en función de θ	37
Tabla 4.2 Coeficientes de deslizamiento según Kalker	42
Tabla 4.3 Composición química del acero R8	47
Tabla 5.1 Resultados del análisis con variación de cargas verticales	59
Tabla 5.2 Área de contacto para cada carga lateral aplicada	72
Tabla 6.1 Coste de los equipos informáticos	77
Tabla 6.2 Coste de los softwares	78
Tabla 6.3 Coste de personal.....	78
Tabla 6.4 Resumen de costes.....	78

1. Introducción

1.1. Ámbito y motivación

Desde sus inicios, el sector del transporte ferroviario ha tenido un papel trascendental en el desarrollo social. Su evolución hasta la actualidad, ha hecho que se convierta en un medio de transporte esencial. Entre todas sus ventajas, cabe destacar la baja contaminación, la reducida siniestralidad y la muy alta capacidad de carga que ofrece.

En el ámbito de la circulación ferroviaria, España se sitúa en vanguardia, tanto por el número de líneas y kilómetros en servicio y en construcción, como por el papel que desempeñan las nuevas tecnologías [1]. Dos de las empresas españolas con mayor reconocimiento a nivel mundial en el sector ferroviario, son CAF y Talgo. CAF es uno de los líderes internacionales en el diseño e implantación de sistemas integrales de transporte ferroviario y uno de los proveedores más importantes de material ferroviario en todo el continente americano. Por su parte, Talgo es uno de los principales fabricantes mundiales de material rodante de alta velocidad en operación [2].



Figura 1.1 Tren de alta velocidad de última generación fabricado por CAF

Uno de los asuntos más relevantes de la ingeniería ferroviaria es el estudio del contacto entre la rueda y el carril. El avance en el conocimiento acerca de este fenómeno es de crucial importancia, puesto que se encuentra directamente relacionado con diferentes conceptos y parámetros tan significativos como son las tensiones a las que se encuentran sometidos los elementos mecánicos que intervienen en el proceso, el desgaste y mantenimiento de dichos elementos, el descarrilamiento, y la velocidad y operatividad del ferrocarril, entre otros.

Debido a la complejidad que presentan las ecuaciones diferenciales que definen el problema del contacto rueda-carril, se recurre a análisis numéricos para su resolución. Una de estas técnicas es el método de elementos finitos que, implementado en un

computador, permite resolver casos que hasta hace poco tiempo eran prácticamente imposibles de ser resueltos por métodos matemáticos tradicionales.

Con este tipo de programas se pueden analizar modelos reales de contacto, así como modificarlos, o crear nuevas geometrías, con el fin de mejorar las prestaciones actuales.

Además, gracias al uso de los programas de simulación por elementos finitos, se disminuye la necesidad de crear prototipos y realizar ensayos sobre estos, con el consiguiente ahorro económico y reduciendo notablemente el tiempo de desarrollo de los proyectos.

1.2. Objetivos

En este Trabajo de Fin de Grado, el objetivo principal consiste en estudiar el fenómeno del contacto rueda-carril.

Para conseguir el objetivo principal es necesario cumplir un conjunto particular de requisitos, los cuales se detallan a continuación:

- Conocer la normativa vigente en el sector ferroviario, referente a los elementos mecánicos que se emplearán en el proyecto (eje, rueda y carril).
- Realizar un diseño realista de los elementos mecánicos a simular.
- Definir un mallado adecuado para cada elemento, siendo más fino en la zona de contacto entre la rueda y el carril, consiguiendo así mayor precisión en los resultados.
- Establecer unas condiciones de contorno y de carga apropiadas, de tal manera que el modelo se asemeje todo lo posible a la realidad.
- Analizar los resultados obtenidos, comparándolos con otras investigaciones realizadas anteriormente.

Para llevar a cabo el estudio del contacto rueda-carril se empleará el software de simulación ingenieril “ANSYS”. Además, en el programa Excel, se insertarán los datos obtenidos y se crearán gráficos que permitan comparar y analizar los resultados de forma adecuada.

1.3. Estructura del documento

El proyecto está dividido en siete apartados, más referencias y anexos. A continuación, se incluye un resumen de cada apartado:

1. Introducción. Se presenta una breve explicación del tema en que consistirá el proyecto, así como las motivaciones que han llevado a su elaboración y de la estructura del mismo.

2. Complementos teóricos. Se describen los diferentes componentes de la vía y del material rodante.

3. Descripción de la herramienta empleada. Se describe brevemente el software utilizado y, posteriormente, se explica de forma detallada cómo realizar un análisis básico con dicho software.

4. Metodología. Se describen algunas de las teorías que han sido aplicadas para resolver el problema del contacto rueda-carril y se detallan los pasos que hay que seguir para ejecutar la simulación por computador del modelo del contacto rueda-carril.

5. Desarrollo del proyecto y resultados. Se presentan y se analizan los resultados obtenidos mediante la simulación por computador.

6. Presupuesto y entorno socioeconómico. El proyecto se aborda desde un punto de vista económico y se presentan datos de interés relacionados con este ámbito. También se realiza una estimación del presupuesto que conllevaría el desarrollo de este proyecto.

7. Conclusiones y trabajos futuros. Se comentan las conclusiones a las que se ha llegado tras la elaboración del proyecto y, además, se proponen trabajos futuros para mejorar y completar este.

8. Bibliografía. Se mencionan todas las fuentes bibliográficas que se han consultado para la realización de este trabajo.

9. Anexos. Se incluyen los planos y bocetos de los elementos empleados en la simulación por computador.

2. Complementos teóricos

2.1 Introducción a los complementos teóricos

En este capítulo se abordan una serie de conocimientos teóricos sobre el ferrocarril que se dividirán en dos apartados: la vía y material rodante.

2.2 La vía

Para explicar la senda de rodadura de los ferrocarriles, se suele separar en dos partes, denominadas infraestructura y superestructura [3].

2.2.1 Infraestructura

Abarca el conjunto de obras civiles como túneles (Figura 2.1), desmontes, pasos y puentes (Figura 2.2), trincheras (Figura 2.3) o terraplenes (Figura 2.4) necesarios para construir la plataforma sobre la que se asienta la vía. Según las exigencias del proyecto, la plataforma puede estar constituida por suelos de distinta calidad, ya sean naturales o tratados.

Las principales funciones de la infraestructura son [4]:

- Soportar las cargas, atenuadas por las capas superiores (superestructura).
- Transmitir las cargas al terreno.
- Facilitar la evacuación del agua.



Figura 2.1 Túnel



Figura 2.2 Puente



Figura 2.3 Trinchera



Figura 2.4 Terraplén

2.2.2 Superestructura

Conjunto de elementos que se colocan sobre la plataforma y que, junto con la infraestructura, forman el camino de rodadura del vehículo ferroviario [3].

La superestructura se compone de sub-balasto, balasto, traviesas y carriles, con sus respectivas sujeciones.

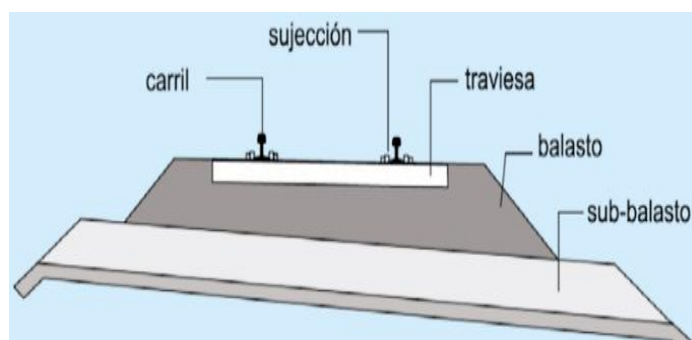


Figura 2.5 Elementos de la superestructura

2.2.2.1 Sub-balasto

Capa situada bajo el balasto y sobre la plataforma de la vía, constituido por grava arenosa, con un tamaño de partículas de 2 a 30 mm, debidamente compactadas [5].

Las funciones del sub-balasto son [6]:

- Evitar daños a la plataforma por erosión.
- Impermeabilización de la plataforma.
- Ayudar al reparto de las cargas sobre el terreno.
- Evitar que el balasto se contamine.

2.2.2.2 Balasto

Árido procedente de la trituración de rocas, normalmente silíceas. Debe pasar diferentes ensayos de control que aseguren las prestaciones mecánicas requeridas de elevada dureza a compresión y alta resistencia al desgaste.

El balasto (Figura2.6) constituye la base que sirve de apoyo de las traviesas, de granulometría comprendida entre 20 y 60 mm [5]. Sus funciones son [6]:

- Soportar y repartir las cargas que ejercen los vehículos sobre la vía.
- Aportar elasticidad, posibilitando pequeñas deformaciones de la vía, logrando de esta manera que la rodadura de los trenes sea más confortable.
- Facilitar el drenaje de la estructura base.



Figura 2.6 Balasto

2.2.2.3 Travesía

Elemento que se coloca sobre el balasto, en dirección perpendicular al eje de la vía y sirve de sostenimiento a los carriles. Los diferentes tipos de traviesas que existen se pueden clasificar según el material utilizado en su fabricación o en función de la forma. Según el material, las traviesas pueden ser de madera, acero, fundición, hormigón armado, hormigón pretensado o de materiales sintéticos [4].

Las traviesas, en función de su forma pueden ser monobloque (Figura 2.7, izq.), semitraviesas (Figura 2.7, dcha.), bibloque con riostra (Figura 2.8, izq.) o de dos rótulas (Figura 2.8, dcha.).

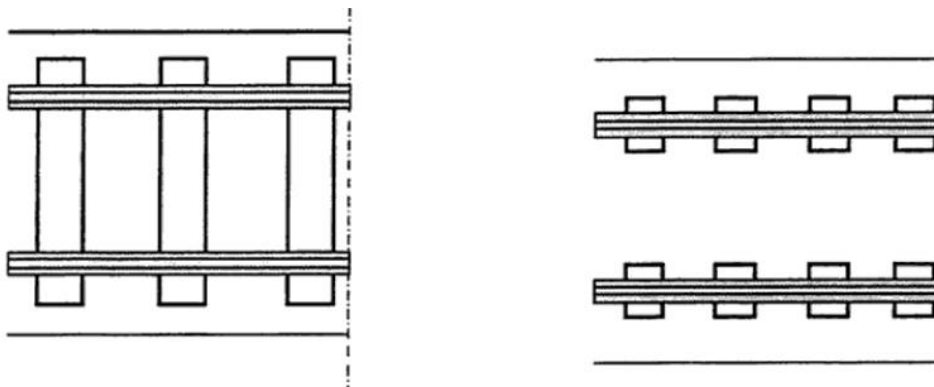


Figura 2.7 Traviesas monobloque (izq.) y semitraviesas (dcha.)

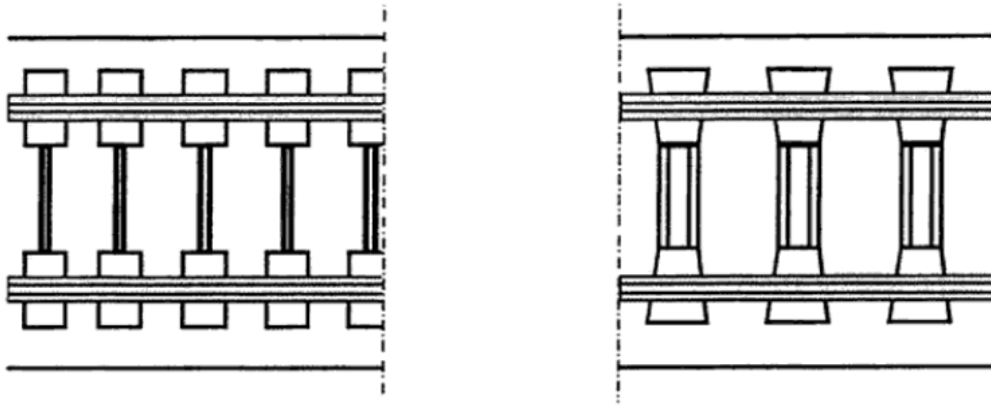


Figura 2.8 Traviesas bibloque con riostra (izq.) y traviesas de dos rótulas (dcha.)

Las funciones principales que deben desempeñar las traviesas son [7]:

- Servir de soporte a los carriles, asegurando su separación e inclinación.
- Distribuir sobre el balasto las cargas transmitidas por los carriles.
- Mantener el aislamiento eléctrico entre los dos carriles.

2.2.2.4 Carril

Elemento principal de la superestructura que soporta directamente las cargas y sirve de guía para las ruedas de los trenes [3].

De los distintos perfiles de carril existentes, el más utilizado en la actualidad es el de Vignole, que se caracteriza por tener tres partes bien diferenciadas, las cuales se observan en la Figura 2.9 y posteriormente se definen [5].

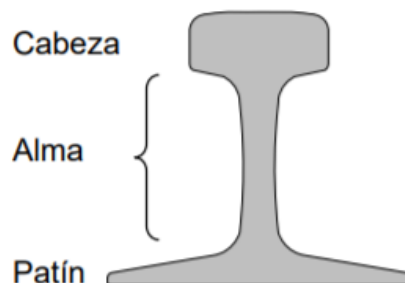


Figura 2.9 Partes del carril

- Cabeza: parte del carril sobre la que se produce la rodadura debido al desplazamiento del vehículo ferroviario y, por ello, la que más desgaste sufre.
- Alma: une la cabeza con el patín, transmitiendo las cargas de uno a otro.
- Patín: actúa como base de apoyo, proporcionando estabilidad al carril y, además, se encarga de transmitir los esfuerzos a la traviesa y al sistema de sujeción.

La UIC (Unión Internacional de Ferrocarriles) se encarga de regular la normativa sobre el diseño y construcción de los ferrocarriles y estandariza los tipos de carril que se utilizan, clasificándolos en función de la masa (en kg) por unidad de longitud (en metros). En la Figura 2.10 se presentan las dimensiones básicas de los dos carriles UIC más habituales, el UIC 60 y el UIC 54, los cuales tienen una masa por unidad de longitud de 60 kg/m y 54 kg/m, respectivamente [3].

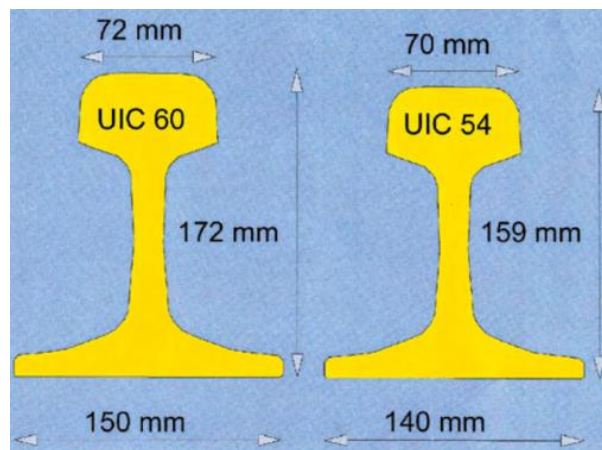


Figura 2.10 Perfiles UIC más comunes

En cuanto al material empleado para la fabricación de los carriles, actualmente se utiliza acero, aleación de hierro en que la proporción de carbono es fundamental y que se puede forjar. El acero de los carriles requiere una alta resistencia a la abrasión, ausencia de fragilidad y facilidad para soldar.

Las funciones que desempeña el carril son [4], [7]:

- Absorber, resistir y transmitir a las traviesas los esfuerzos recibidos del vehículo ferroviario, al igual que los de origen térmico.
- Guiar al material rodante con la máxima continuidad.
- Servir de elemento conductor para el retorno de la corriente en líneas explotadas con tracción eléctrica.
- Servir de conductor para las corrientes de señalización.

2.2.2.5 Sistema de sujeción

Conjunto de componentes que asegura la unión entre el carril y la traviesa, haciendo posible la continuidad estructural de la vía [5].

Dependiendo de los elementos que componen el sistema de sujeción, así como de su disposición, las sujeciones se pueden clasificar en [8]:

- Sujeciones directas: el anclaje del carril y la placa, en caso de haberla, a la traviesa, se realiza mediante un único elemento o conjunto de elementos (Figura 2.11).

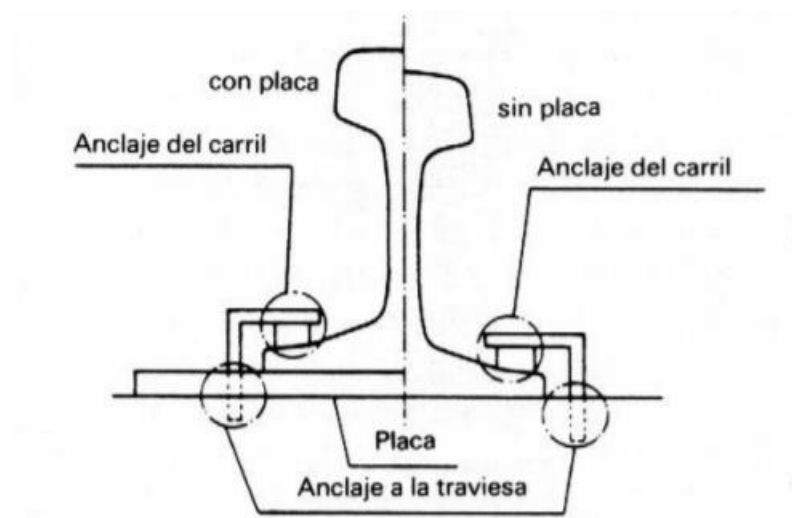


Figura 2.11 Sujeción directa

- Sujeciones indirectas: la fijación de la placa a la traviesa se lleva a cabo por medio de elementos independientes de los que desempeñan la función de fijar el carril a la placa (Figura 2.12).

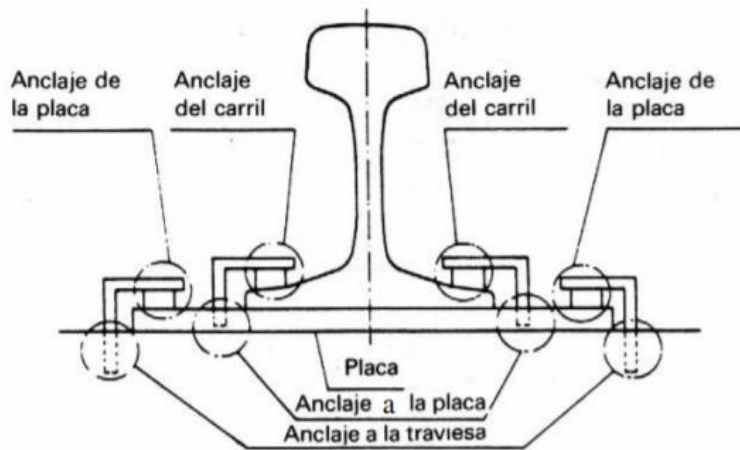


Figura 2.12 Sujeción indirecta

- Sujeciones mixtas: la placa se fija a la traviesa a través de elementos que actúan sólo sobre la placa (sujeción indirecta) y, además, existen elementos que, de forma simultánea, anclan el carril y la placa a la traviesa (sujeción directa) (Figura 2.13).

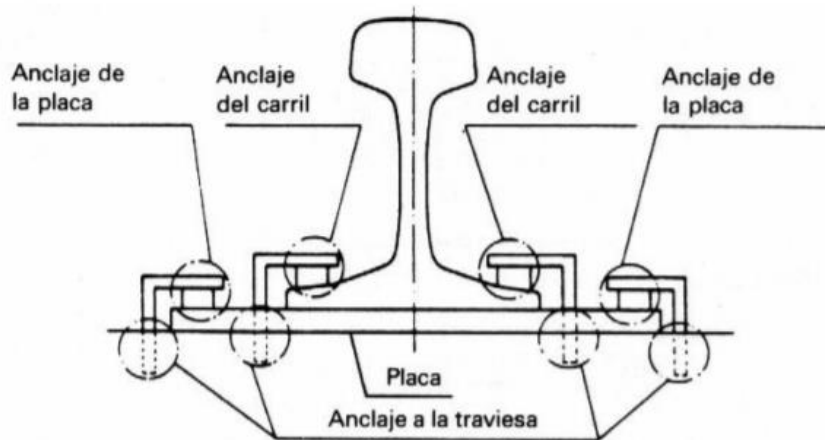


Figura 2.13 Sujeción mixta

En función de la naturaleza de los elementos que forman parte de la sujeción, las sujeciones se pueden clasificar en rígidas y elásticas.

Las funciones del sistema de sujeción son [8]:

- Fijar el carril a la traviesa y evitar deslizamientos.
- Transmitir los esfuerzos del carril a la traviesa.
- Mantener el ancho de vía.

- Ofrecer aislamiento eléctrico.

2.3 Material rodante

Se denomina material rodante a cualquier vehículo dotado de ruedas que es apto para circular por la vía ferroviaria. Se divide en material motor (automotores y locomotoras) y material remolcado (coches, furgones y vagones) [4].

A continuación, se describen los principales elementos que conforman el vehículo ferroviario.

2.3.1 Caja

Estructura principal del vehículo cuya finalidad es transportar pasajeros, animales, equipaje o mercancía, dependiendo del tipo de vehículo. La caja va apoyada sobre los bogies, encargados de soportar las cargas y transmitirlas al resto de elementos [3].

El cálculo de la estructura de la caja es complejo, siendo necesario conocer los elementos estructurales básicos y las condiciones cinemáticas y dinámicas de trabajo.

Las cajas se fabrican de acero al carbono, aluminio o acero inoxidable, en función de las exigencias del proyecto. A continuación, en la Figura 2.14, se incluye una vista general de una planta de fabricación de cajas ferroviarias.



Figura 2.14 Planta de fabricación de cajas ferroviarias

2.3.2 Bogie

Conjunto de rodadura mecánica que actúa como soporte de las cajas. En general se pueden clasificar en bogies motores, los cuales incorporan motor y mecanismos de tracción, y bogies remolcados, aquellos que no cuentan con motor [9].

En cuanto al número de ejes, en la industria ferroviaria, normalmente se utilizan bogies de dos ejes (Figura 2.15).

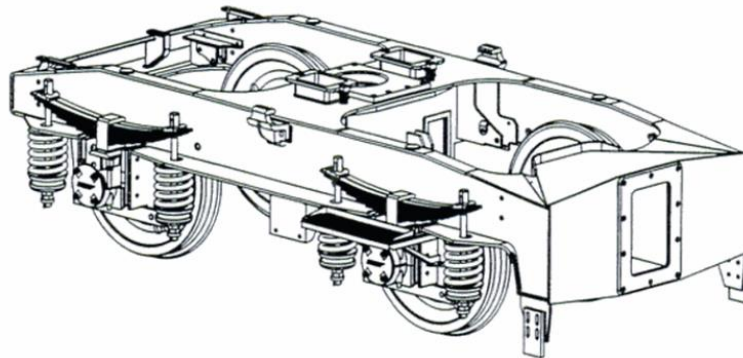


Figura 2.115 Bogie ferroviario de dos ejes

Las funciones que desempeña el bogie son:

- Soportar las cajas.
- Proporcionar estabilidad al vehículo en cualquier tramo de la vía.
- Absorber las vibraciones que se generan.
- Garantizar el buen estado de los elementos que lo conforman y los de la vía, minimizando el desgaste.

A continuación, se describen los componentes principales del bogie.

2.3.2.1 Bastidor

Estructura metálica, generalmente en forma de H, que sirve de elemento de fijación de los demás componentes del conjunto. Se fabrica de acero soldado y su principal objetivo es aportar robustez al bogie [4]. En la Figura 2.16 se puede apreciar el bastidor de un bogie.



Figura 2.16 Bastidor de un bogie

2.3.2.2 Eje

Elemento cilíndrico de acero sobre el que se calan las ruedas y se montan las cajas de grasa [10]. En el eje de un vehículo ferroviario se distinguen tres partes [4]:

- Fuste. Es la parte central comprendida entre ambas ruedas.
- Secciones de calaje. En las que se montan las ruedas.
- Manguetas. Situadas en los extremos del eje, son las partes sobre las que reposan los cojinetes de las cajas de grasa.

En la Figura 2.17 se muestra un eje y se indican las partes citadas anteriormente.

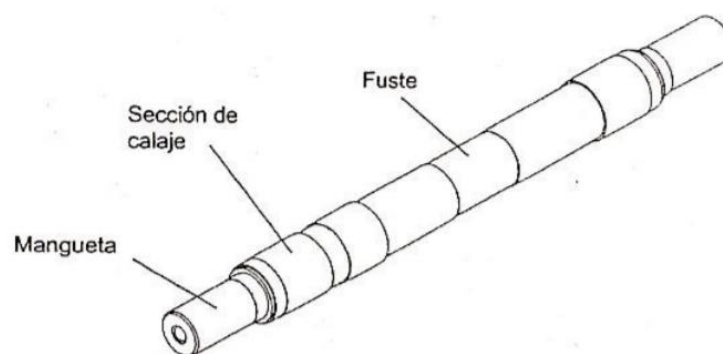


Figura 2.17 Partes de un eje ferroviario

Por otro lado, se denomina eje montado al conjunto formado por un eje y sus dos ruedas (Figura 2.18).

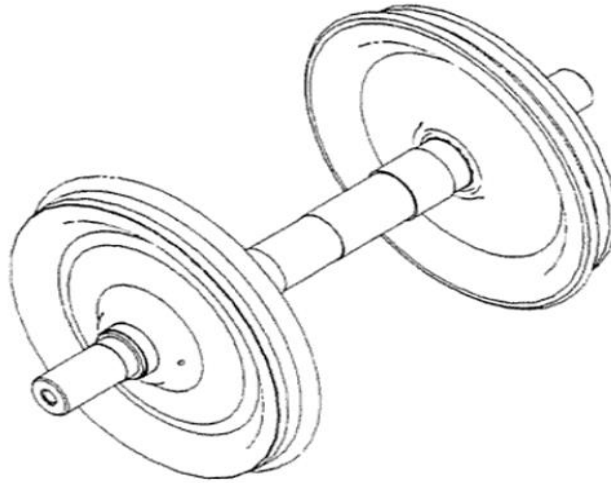


Figura 2.18 Esquema de un eje montado

El eje se encuentra sometido a una elevada fatiga y se encarga de soportar las cargas y transmitir las a las ruedas.

2.3.2.3 Ruedas

Elementos de forma discoidal que se encuentran unidos al eje y gracias a los cuales se produce la rodadura sobre los carriles. Las partes principales una rueda ferroviaria son la llanta, el velo y el cubo, las cuales se definen a continuación [11]:

- Llanta: corona circular metálica que actúa como superficie de rodadura sobre el carril.
- Velo: corona circular metálica que conecta la llanta y el cubo.
- Cubo: parte de la rueda que establece la unión con el eje.

En función de cómo se une la llanta al velo, existen tres tipos fundamentales de ruedas:

- Rueda monobloque: la llanta y el velo se unen a través de un radio de acuerdo, constituyendo la llanta y velo una misma unidad (Figura 2.19).

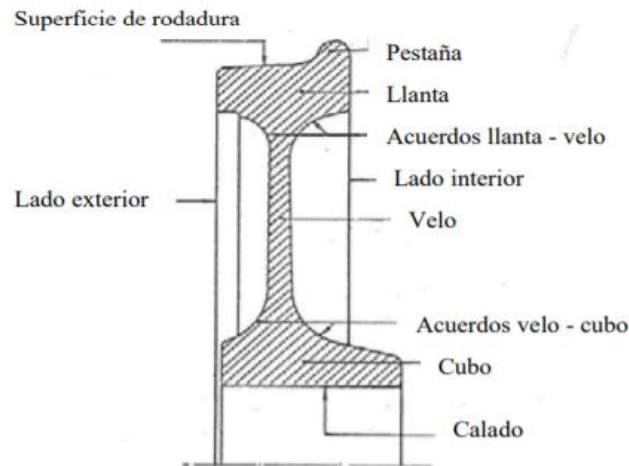


Figura 2.19 Rueda monobloque

- Rueda de centro y bandaje: la llanta se une al velo por medio de un aro metálico denominado “cinchillo”. En este tipo de rueda, la llanta puede separarse del velo para su sustitución cuando llega al fin de su vida útil por desgaste (Figura 2.20).

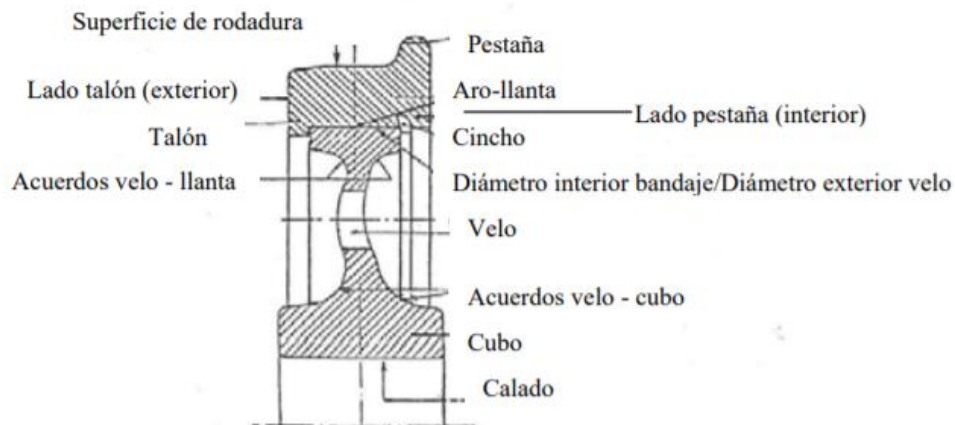


Figura 2.20 Rueda de centro y bandaje

- Rueda elástica: la llanta se une al velo mediante una banda de goma, la cual ayuda a disminuir ruidos y vibraciones (Figura 2.21).

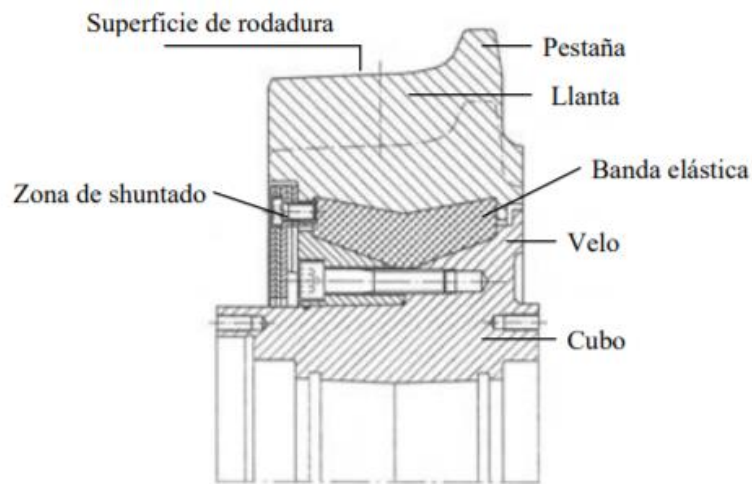


Figura 2.21 Rueda elástica

La conicidad que poseen las ruedas tiene como finalidad compensar la diferencia de camino recorrido entre la rueda exterior y la rueda interior en una curva. Las ruedas son de acero y pueden fabricarse por forja (más frecuente en Europa), o por colada (más frecuente en EE.UU.).

Las ruedas ferroviarias se encargan de:

- Guiar al material rodante sobre la vía.
- Transmitir las fuerzas de tracción y de frenado a los carriles para acelerar y decelerar el vehículo.
- Soportar las solicitaciones mecánicas y térmicas.

2.3.2.4 Cajas de grasa

Elementos que permiten el enlace entre el eje y el sistema de suspensión primaria del vehículo, transmitiendo la carga a la parte final del eje (mangueta) y permitiendo el giro del mismo. En la Figura 2.22 se presenta un esquema en el cual se aprecian las cajas de grasa, unidas al eje y al sistema de suspensión primaria del vehículo [4].

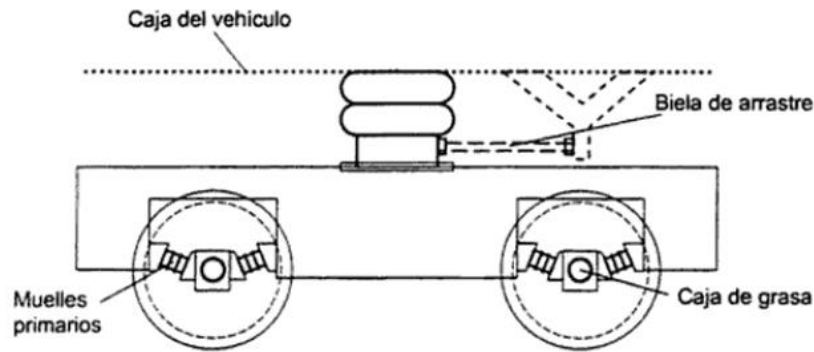


Figura 2.22 Cajas de grasa

Las cajas de grasa contienen rodamientos que pueden ser de bolas, de rodillos cilíndricos o de rodillos cónicos.

Las funciones de las cajas de grasa son [12]:

- Transmitir esfuerzos entre bastidor y eje.
- Alojarse los rodamientos.
- Soportar los elementos de la suspensión primaria.
- Alojarse equipos de medida de velocidad de giro del eje y de control de tracción.

2.3.2.5 Sistema de suspensión

Elemento encargado de soportar el peso del vehículo ferroviario y permitir su movimiento elástico de manera controlada sobre sus ejes, así como de absorber la energía producida por las irregularidades de la vía [13], [14].

El sistema de suspensión de un ferrocarril se divide en suspensión primaria y suspensión secundaria. Normalmente, en trenes de mercancías solo se instala la suspensión primaria, mientras que los trenes de viajeros suelen disponer de ambas.

La suspensión primaria se ubica entre el eje montado y el bastidor del bogie. Sus funciones son:

- Reducir el nivel de vibraciones que soportan el bastidor y los elementos montados sobre él.
- Asegurar un reparto homogéneo de cargas sobre las ruedas, lo cual es fundamental de cara a las prestaciones de freno y tracción, y para evitar el descarrilamiento.

Por otro lado, la suspensión secundaria se encuentra instalada entre el bogie y la caja del vehículo. Esta suspensión presenta una elevada flexibilidad en dirección lateral y vertical. Su principal función es minimizar las vibraciones que llegan a las cajas.

En la Figura 2.23 se observa la suspensión primaria y la suspensión secundaria de un vehículo ferroviario.

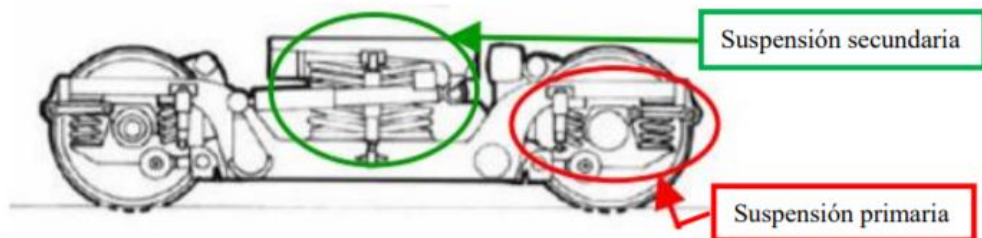


Figura 2.23 Sistema de suspensión de un vehículo ferroviario

La suspensión primaria, al estar más cerca del contacto rueda carril, tiene mayor relación con la seguridad y fatiga de vía y vehículo, y la suspensión secundaria está más focalizada en el confort.

A su vez, el sistema de suspensión está formado por un conjunto de elementos, como pueden ser: resortes helicoidales, resortes caucho-metal, resortes neumáticos, ballestas, amortiguadores y barras de torsión.

3. Descripción de la herramienta empleada

3.1 Introducción

Para la realización de este proyecto se ha empleado el programa ANSYS, más concretamente la intuitiva interfaz de **ANSYS Workbench**, versión 18.1. Este programa permite resolver problemas de gran complejidad mediante la simulación por elementos finitos.

Es un software de simulación ingenieril que ofrece la posibilidad tanto de diseñar de forma sencilla cualquier componente o estructura, gracias a las diversas herramientas de diseño posee, así como de llevar a cabo diferentes tipos de análisis, pudiendo escoger entre eléctricos, magnéticos, termodinámicos, estructurales o de dinámica de fluidos, entre otros. De esta forma es posible simular multitud de escenarios diferentes.

3.2 Ejemplo de análisis

En este apartado se explica el procedimiento básico de análisis en ANSYS Workbench, haciendo uso de un ejemplo sencillo.

Tras iniciar el programa, primero es necesario saber qué análisis se quiere realizar. En la Figura 3.1 se aprecian algunos de los sistemas de análisis que se pueden efectuar con ANSYS.

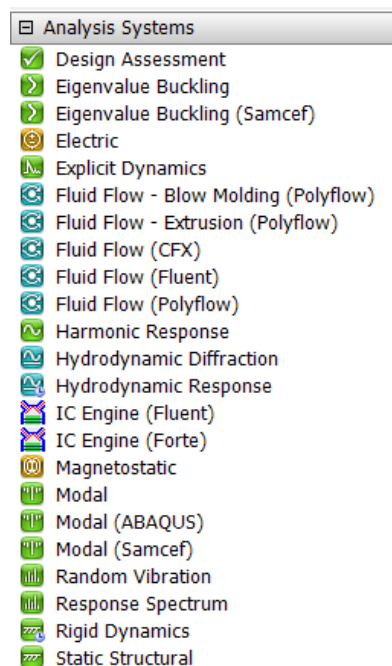


Figura 3.1 Tipos de análisis en ANSYS

En este ejemplo se llevará a cabo un análisis estructural estático, por lo que se selecciona “*Static Structural*”. Una vez seleccionada dicha herramienta, se abrirá el bloque correspondiente en la ventana de proyectos, tal y como se observa en la Figura 3.2.

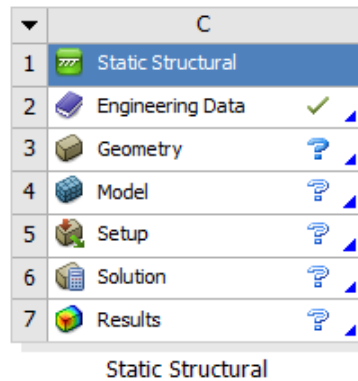


Figura 3.2 Bloque de sistema de análisis del proyecto

El bloque de sistema de análisis está dividido en varias celdas. La celda llamada “*Engineering Data*” se utiliza para escoger el material o materiales que se emplearán posteriormente en los cuerpos creados. Existe la posibilidad de escoger un material ya existente por defecto, llamado “*Structural Steel*”, o crear uno desde cero, introduciendo cada una de sus propiedades, como se muestra en la Figura 3.3.

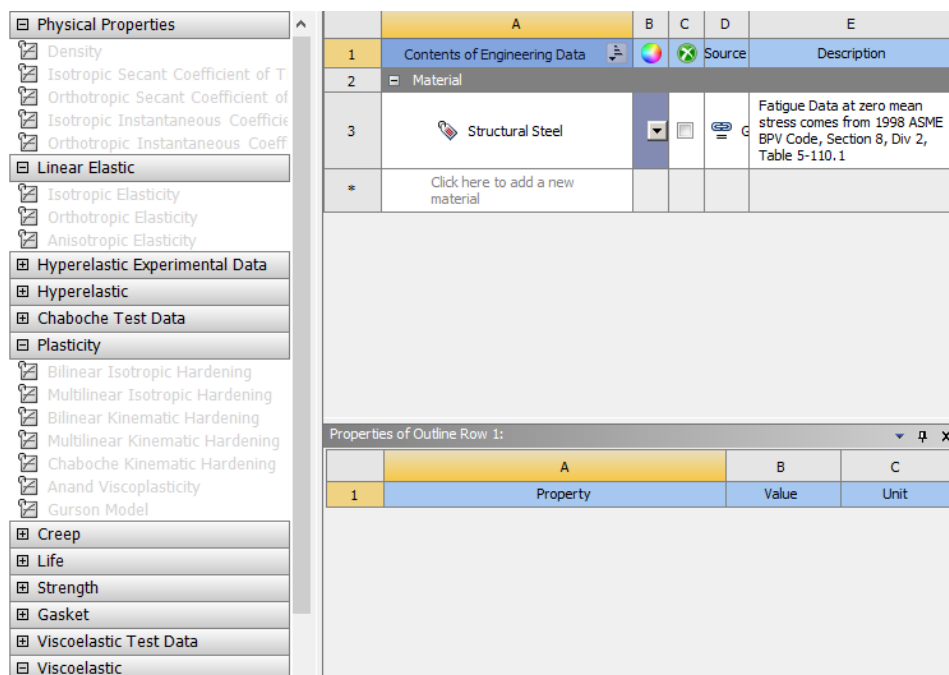


Figura 3.3 Propiedades del material

Tras esto, es momento de definir la geometría del elemento o conjunto de elementos que se quieren ensayar. Para ello, se accede al “*Design Modeler*” mediante la celda “*Geometry*”. Esta plataforma ofrece la posibilidad de realizar gran cantidad de operaciones diferentes para crear la geometría del elemento deseado o modificar uno ya existente. También incluye la posibilidad de importar una geometría cualquiera desde otro programa de CAD.

En este caso particular se explicará cómo crear un elemento. En primer lugar, se escoge el plano sobre el cual se quiere trabajar y posteriormente se selecciona el botón “*New Sketch*” para crear el boceto en dicho plano. Una vez se ha creado el boceto, se selecciona la subpestaña “*Sketching*”, en la que es posible utilizar las diferentes herramientas que se observan en la Figura 3.4 para dibujar un croquis inicial de la pieza, el cual se presenta en la Figura 3.5.

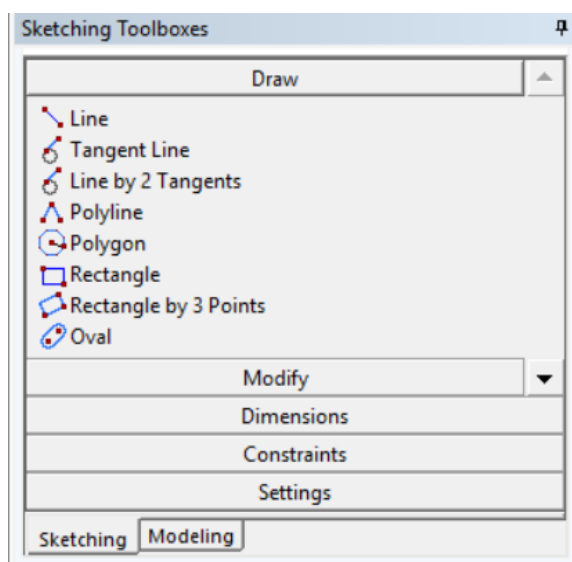


Figura 3.4 Herramientas de dibujo

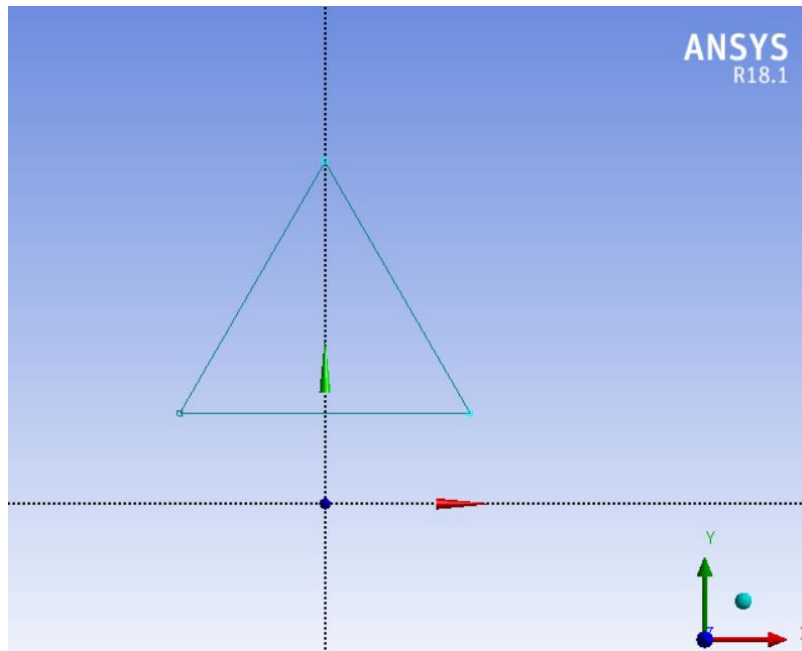


Figura 3.5 Croquis de la pieza

Tras diseñar el boceto, es posible utilizar herramientas de barrido, extrusión o revolución, para obtener una pieza tridimensional. En este ejemplo se ha empleado la opción de revolución, en la que se pueden elegir parámetros como eje de revolución y el ángulo de rotación, creándose así la pieza de la Figura 3.6.

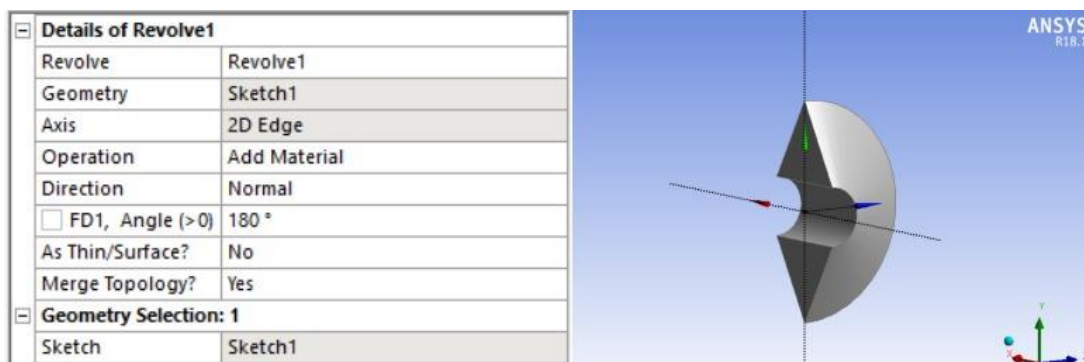


Figura 3.6 Detalles de la revolución (izq.) y pieza final (dcha.)

Tras finalizar el diseño de la pieza, se accede al módulo “Mechanical” a través de la celda “Model” (Figura 3.2), en el cual se efectuará el resto del proceso.

Inicialmente, en el árbol esquemático del proyecto, se pueden observar los diferentes campos en los que se trabajará durante el proceso de análisis (Figura 3.7).

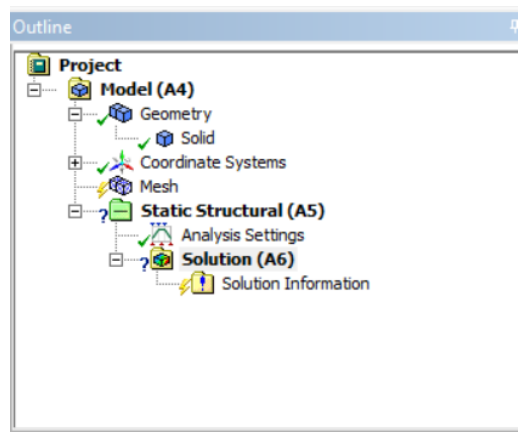


Figura 3.7 Árbol esquemático del proyecto

En el apartado “Geometry” se pueden asignar los materiales necesarios a la pieza o, en su caso, conjunto de piezas que se estén analizando. En el ejemplo presente se utilizará el material que viene por defecto.

Lo siguiente será mallar la pieza, lo cual consiste en dividirla en elementos más pequeños, unidos entre sí por una serie de puntos, conocidos como nodos. Esto se realiza accediendo al apartado “Mesh” y definiendo un conjunto de parámetros que el programa necesita para mallar. En este ejemplo se mantendrán las opciones iniciales de mallado que vienen por defecto. Para generar el mallado hay que hacer clic sobre “Generate Mesh”. En la Figura 3.8 se aprecian las opciones de mallado y la pieza tras haber ejecutado dicha acción.

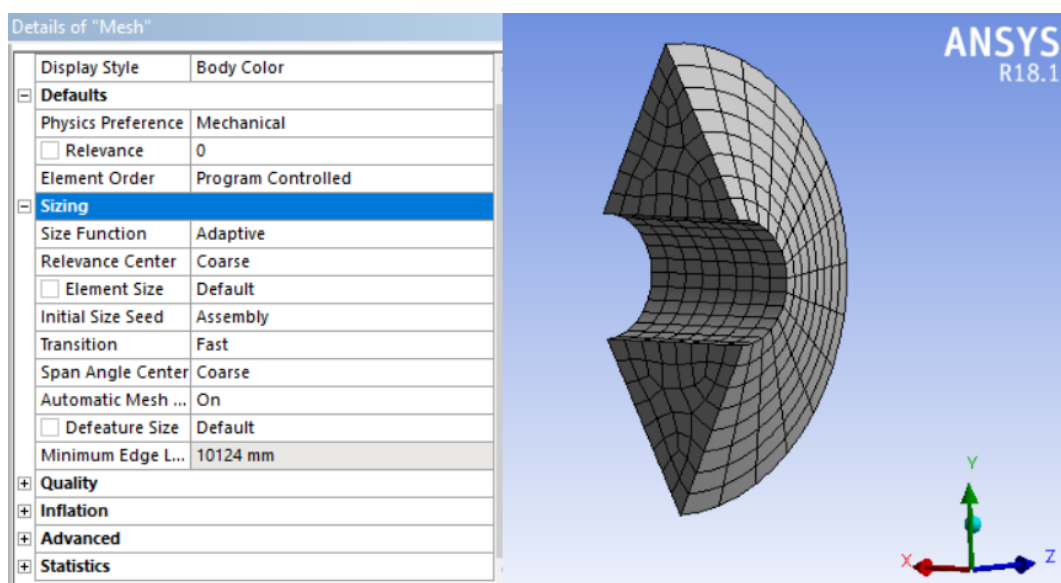


Figura 3.8 Opciones de mallado y pieza mallada

Posteriormente, a través del apartado “*Static Structural*”, se introducirán las condiciones de contorno y cargas del problema. Para el ejemplo usado se empleará un soporte fijo en la cara triangular inferior y una fuerza de 10.000 N aplicada en la cara triangular superior, perpendicular a dicho plano y a la vez paralela al eje z. En la Figura 3.9 se puede ver la forma de seleccionar el soporte fijo y la carga, y en la Figura 3.10 se puede contemplar la pieza con la condición de contorno y la carga aplicadas.

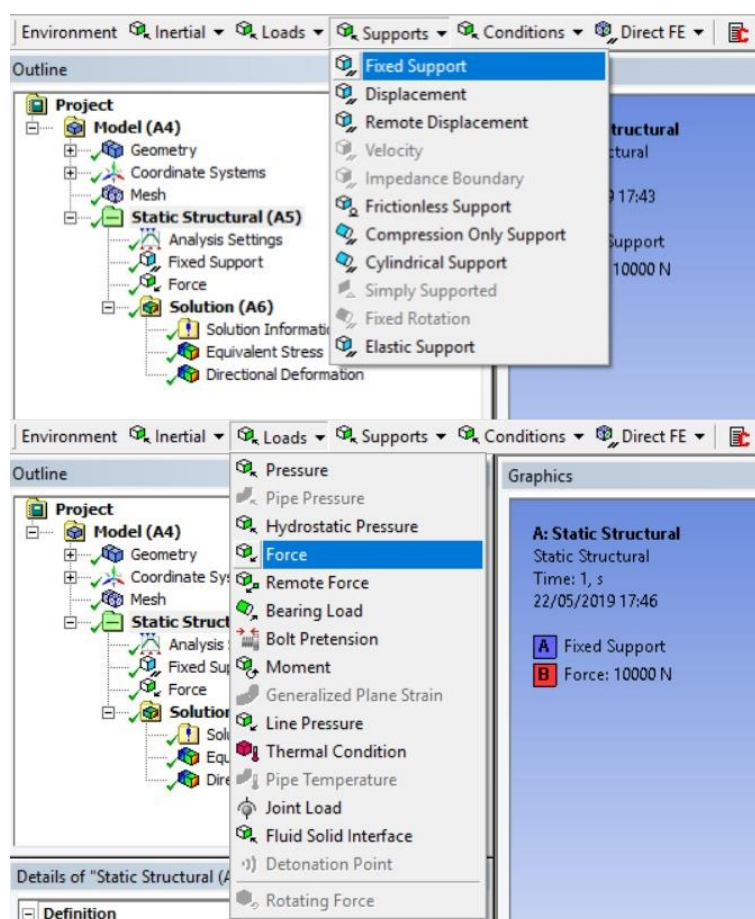


Figura 3.9 Selección del soporte fijo y la carga

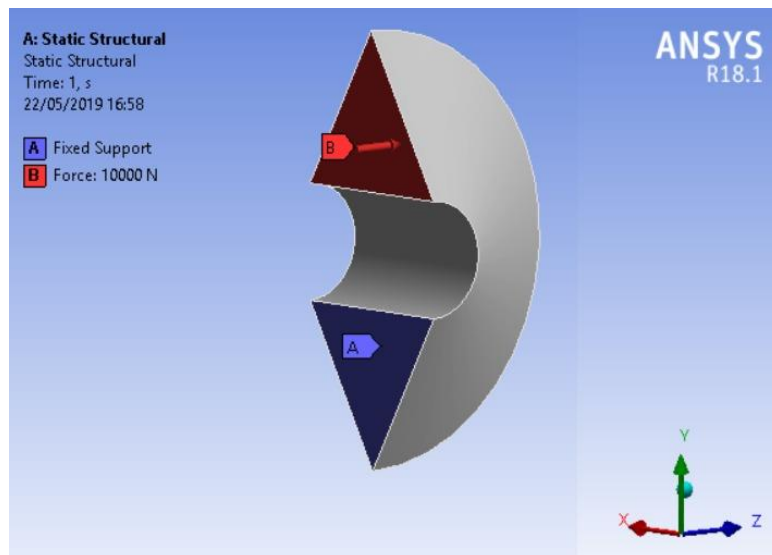


Figura 3.10 Pieza con la condición de contorno y carga aplicadas

Por último, se deben especificar los resultados se quieren obtener. ANSYS ofrece la posibilidad de calcular una amplia gama de resultados diferentes. En el ejemplo que se trata, se seleccionarán la tensión equivalente de Von Mises y la deformación direccional según el eje z. Para ello se utiliza el apartado “Solution” y se insertan los resultados mencionados anteriormente (Figura 3.11).

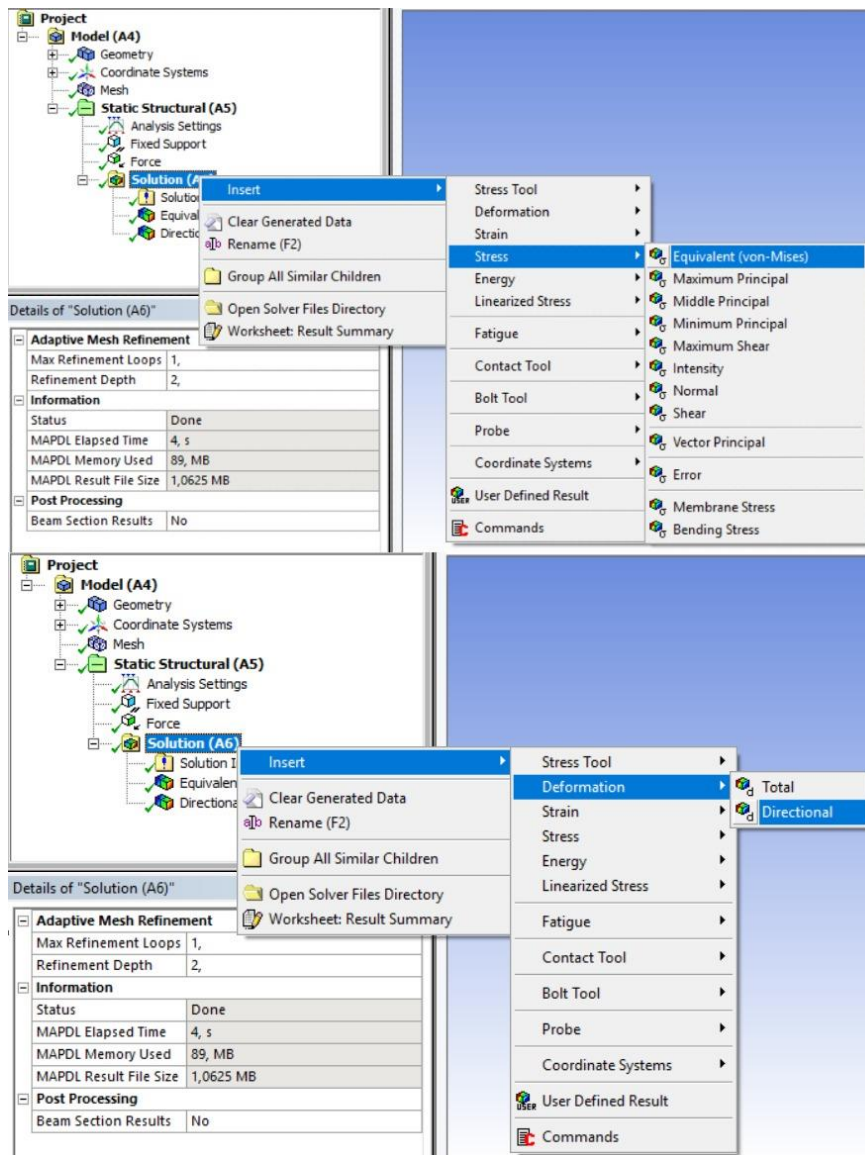


Figura 3.11 Selección de los resultados

El siguiente paso es solucionar el modelo para poder visualizar los resultados especificados anteriormente. Para ello se pulsa el botón “Solve” y se espera a que el programa realice los cálculos necesarios.

Una vez finaliza el proceso de cálculo, es posible acceder a los resultados seleccionando cada uno de ellos en el apartado “Solution” (Figura 3.12 y Figura 3.13).

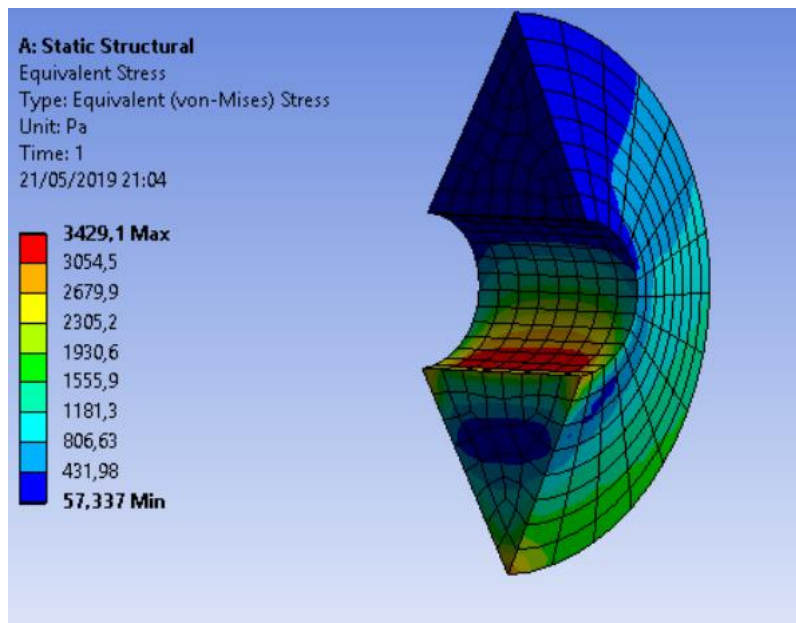


Figura 3.12 Resultados de la tensión equivalente de Von Mises [Pa]

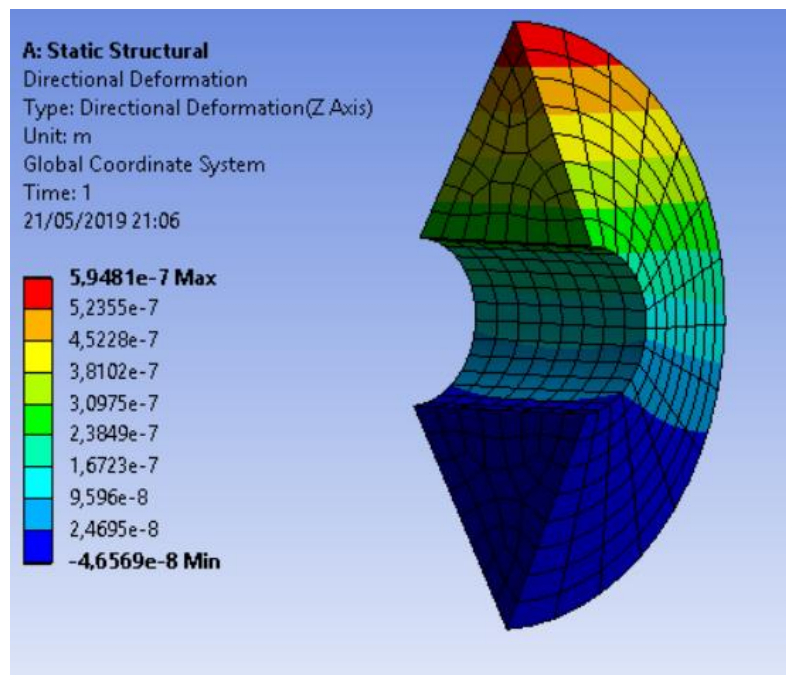


Figura 3.13 Resultados de la deformación direccional según el eje z [m]

De esta forma, es posible conocer las partes del elemento o de la estructura que resultan más críticas y actuar consecuentemente.

4. Metodología

4.1 Introducción

El movimiento del ferrocarril se fundamenta en las fuerzas de fricción que se producen entre la rueda y el carril.

El fenómeno del contacto rueda-carril se sigue estudiando hoy en día debido a la complejidad que presentan las ecuaciones que lo definen. El avance en el conocimiento acerca de este fenómeno tiene una gran importancia, puesto que se encuentra directamente relacionado con aspectos como las vibraciones que se generan y el desgaste que se produce, tanto en los carriles, como en las ruedas.

4.2 Antecedentes sobre el contacto rueda-carril

A lo largo de los años se han elaborado diferentes teorías que tratan de explicar qué ocurre en el contacto rueda-carril, siendo las principales las que se describen a continuación [15], [16]:

4.2.1 Teoría de Hertz

Se basa en el contacto normal entre dos sólidos. Las hipótesis que planteó son las siguientes [17]:

- El problema es completamente lineal, con ecuaciones cinemáticas lineales y materiales elásticos lineales. Además, se supone que el material es homogéneo e isótropo.
- Se asume que los cuerpos son perfectamente lisos, lo que implica un contacto sin rozamiento.
- Los dos cuerpos se consideran semiespacios.
- Las superficies de ambos cuerpos están representadas por polinomios de segundo orden, es decir, las curvaturas de las superficies en contacto son constantes.

Y determinó que:

- La superficie de contacto es una elipse.
- Esta superficie de contacto es considerada plana.
- La distribución de la presión de contacto tiene forma semielipsoidal.

Para el caso general de contacto hertziano (Figura 4.1), los polinomios de segundo orden que definen las superficies de los cuerpos son:

$$z_1 = A_1x^2 + B_1y^2 \quad (4.1)$$

$$z_2 = A_2x^2 + B_2y^2 \quad (4.2)$$

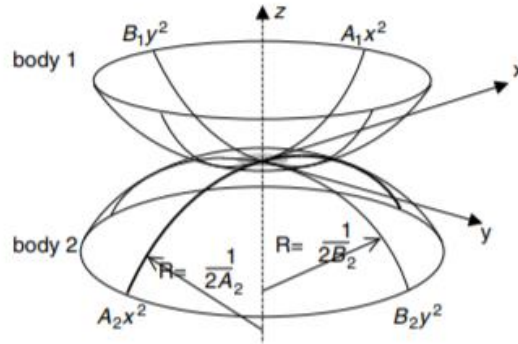


Figura 4.1 Caso general de contacto hertziano

Para el caso particular del contacto rueda-carril (Figura 4.2), se considera:

- En la rueda:

$$\frac{d^2z_1}{dx^2} = 2A_1 \approx \frac{1}{r_n} \quad (4.3)$$

$$\frac{d^2z_1}{dy^2} = 2B_1 \approx \frac{1}{R_{wx}} \quad (4.4)$$

- En el carril:

$$\frac{d^2z_2}{dy^2} = 2B_2 \approx \frac{1}{R_{rx}} \quad (4.5)$$

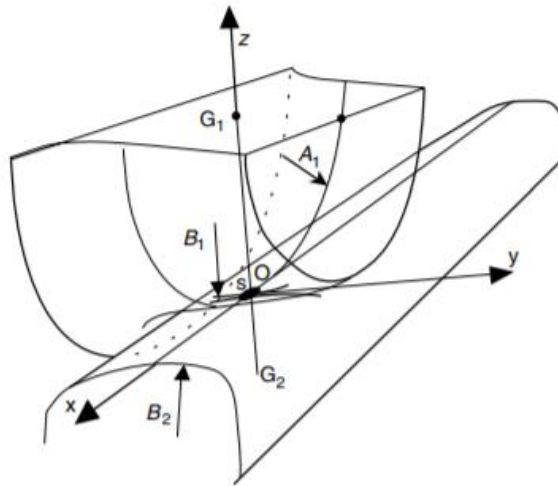


Figura 4.2 Contacto hertziano rueda-carril

En el caso del carril, la curvatura A_2 se desprecia, ya que este es recto, es decir, se considera que tiene un radio infinito. Las curvaturas B_1 y B_2 se obtienen de los perfiles transversales de la rueda y el carril. A_1 de r_n , que es el radio normal de la rueda, que a su vez se deduce a partir de r_o , el radio de rodadura de la rueda (Figura 4.3).

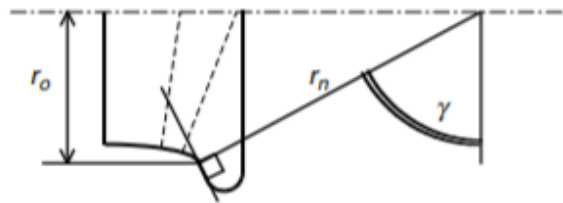


Figura 4.3 Esquema del radio normal y el radio de rodadura de la rueda

Antes de que se aplique una carga, la distancia vertical relativa $d(x, y)$ entre los dos cuerpos se define mediante la expresión:

$$d = z_1 + z_2 = Ax^2 + By^2 \quad (4.6)$$

Donde:

$$A = \frac{1}{2r_n} ; B = \frac{1}{2} \left\{ \frac{1}{R_{wx}} + \frac{1}{R_{rx}} \right\} \quad (4.7)$$

A y B solo pueden tomar valores positivos.

En la elipse de contacto, a y b son los semiejes de la elipse, siendo a el semieje longitudinal, en la dirección Ox y b el semieje transversal, en la dirección Oy . Las relaciones B/A y a/b varían de forma que, si $B > A$, entonces $a > b$. En caso de que $B = A$, entonces $a = b$ y la superficie de contacto sería una elipse con sus dos semiejes iguales, es decir, un círculo de radio $r = a = b$.

El cálculo de los semiejes de la elipse se basa en la relación de los semiejes a/b , que es función de la relación B/A , utilizando un parámetro intermedio, el ángulo θ , según la siguiente expresión:

$$\cos \theta = \frac{|B - A|}{B + A} \quad (4.8)$$

Si $a > b$, los valores de los semiejes a y b son:

$$a = m \left(\frac{3}{2} N \frac{1 - v^2}{E} \frac{1}{A + B} \right)^{1/3} \quad (4.9)$$

$$b = n \left(\frac{3}{2} N \frac{1 - v^2}{E} \frac{1}{A + B} \right)^{1/3} \quad (4.10)$$

Donde:

- m y n son coeficientes adimensionales en función del ángulo θ (Tabla 4.1).
- N es la carga normal aplicada en la superficie de contacto.
- v es el coeficiente de Poisson.
- E es el módulo de Young.

Se supone que el carril y la rueda están fabricados del mismo material.

A continuación, en la Tabla 4.1, se presentan los coeficientes m y n en función del ángulo θ .

Tabla 4.1 Coeficientes m y n en función de θ

θ°	90	80	70	60	50	40	30	20	10	0
m	1	1,128	1,285	1,486	1,754	2,136	2,731	3,816	6,612	∞
n	1	0,8927	0,8000	0,7171	0,6407	0,5673	0,4931	0,4122	0,3110	0

La distribución de presiones en el área de contacto viene dada por la expresión:

$$p(x, y) = p_0 \sqrt{1 - \left(\frac{x}{a}\right)^2 - \left(\frac{y}{b}\right)^2} \quad (4.11)$$

Donde p_0 es la presión máxima y su valor es:

$$p_0 = \frac{3}{2} \frac{N}{\pi ab} \quad (4.12)$$

4.2.2 Teoría de Carter

En 1926 Carter introdujo la primera teoría de deslizamiento bidimensional, en la que dice que existe una relación entre el deslizamiento longitudinal y la fuerza tangencial. En esta teoría, Carter aproximó la forma del área de contacto a una tira bidimensional rectangular. Asumió que las superficies de la rueda y el carril pueden ser representadas, respectivamente, por un cilindro y una lámina gruesa. El radio de la rueda es mucho mayor que la longitud circunferencial de contacto del área de contacto y, por tanto, el problema puede tratarse como un medio elástico infinito, limitado por un plano, con una distribución de presión local y una fuerza tangencial en el área de contacto.

El comportamiento en la zona de contacto, según la teoría de Carter, puede ser descrito haciendo uso de un simple modelo, considerando una rueda desplazándose en el sentido positivo del eje x . Se supone que A es el punto donde se inicia el contacto, y A' el punto donde acaba, tal y como se observa en la Figura 4.4. Supóngase que la curva $A'BA$ representa el valor límite de la tracción tangencial y que $ADCA'$ sea la curva real de la tracción tangencial, que comienza en A y que nunca excede la curva límite

$A'BA$, como se aprecia en la Figura 4.4. Más allá del punto C, las superficies deslizan entre sí, limitando la tracción tangencial.

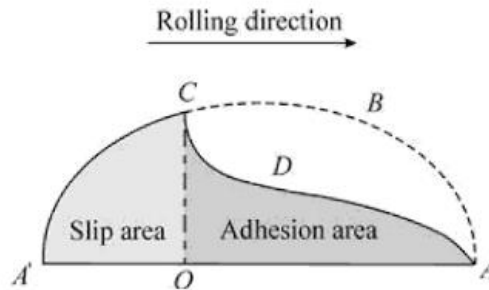


Figura 4.4 Área de contacto según la teoría de Carter

La relación entre el deslizamiento longitudinal y la fuerza tangencial viene dada por la siguiente expresión:

$$f = \sqrt{\frac{\pi G(\lambda + G)}{2(\lambda + 2G)}} R_w l N \left(\frac{q}{1 - \sqrt{1 - q}} \right) \quad (4.13)$$

Donde:

- f es la fuerza tractora por unidad de deslizamiento en dirección longitudinal.
- q es F/F_x .
- F es la fuerza tractora total de la rueda.
- F_x es la fuerza tangencial en dirección longitudinal.
- G es el módulo de rigidez.
- λ es la constante de Lamé.
- R_w es el radio de rodadura de la rueda.
- l es la longitud equivalente de contacto en la dirección transversal del carril y es igual a $(4b/3)$, donde b es el semieje de la elipse de contacto en dirección lateral.
- N es la fuerza total normal a la superficie de contacto.

4.2.3 Teoría de Johnson y Vermeulen

En 1964, Johnson y Vermeulen extendieron la teoría de Carter a un caso tridimensional de dos esferas en contacto y sin rotación. En esta teoría, la superficie de contacto entre los dos cuerpos rodantes que transmiten una fuerza tangencial está dividida asimétricamente en dos regiones, la de deslizamiento y la de adhesión. Se asume que el área de la región de adhesión tiene forma elíptica y que se encuentra en la zona delantera de la superficie total de contacto, como se observa en la Figura 4.5.

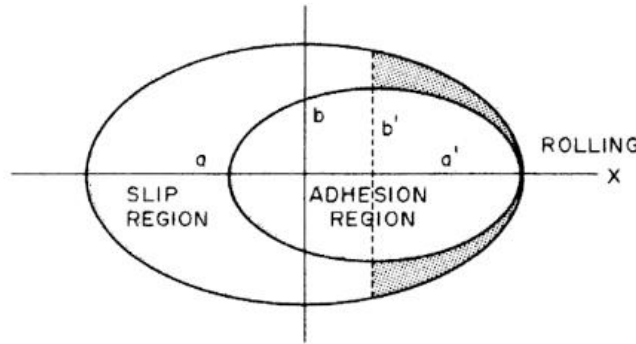


Figura 4.5 Área de contacto según la teoría de Johnson y Vermeulen

Como se aprecia en la Figura 4.5, a sería el semieje en dirección de la rodadura y b el semieje en dirección lateral.

De acuerdo con la teoría de Johnson y Vermeulen, la fuerza tangencial total resultante $\mathbf{F}(F_x, F_y)$ puede determinarse mediante la expresión:

$$\frac{\mathbf{F}}{\mu N} = \begin{cases} (1/\tau) \left[\left(1 - \frac{1}{3}\tau\right)^3 - 1 \right] (\xi \mathbf{i} + \eta \mathbf{j}) & \text{para } |\tau| \leq 3 \\ -(1/\tau)(\xi \mathbf{i} + \eta \mathbf{j}) & \text{para } |\tau| > 3 \end{cases} \quad (4.14)$$

Donde:

- $\xi = (\pi ab G \xi_x) / \mu N \phi$, es el deslizamiento longitudinal normalizado.
- $\eta = (\pi ab G \xi_y) / \mu N \psi$, es el deslizamiento lateral normalizado.
- $\tau = \sqrt{\xi^2 + \eta^2}$
- N es la fuerza normal a la superficie de contacto.
- μ es el coeficiente de fricción.

- ξ_x y ξ_y son el deslizamiento longitudinal y lateral, respectivamente.
- a y b son los semiejes del área de contacto, como se muestra en la Figura 4.5.
- G es el módulo de rigidez.

Además:

$$\begin{cases} \phi = B_e - v(D_e - C_e) \\ \psi = B_e - v(a/b)^2 C_e \end{cases} \quad \text{para } a \leq b; e = \sqrt{1 - (a/b)^2} \quad (4.15)$$

$$\begin{cases} \phi = (b/a)[D_e - v(D_e - C_e)] \\ \psi = (b/a)[D_e - vC_e] \end{cases} \quad \text{para } a \geq b; e = \sqrt{1 - (b/a)^2} \quad (4.16)$$

En las ecuaciones 4.15 y 4.16, B_e , C_e y D_e son las integrales elípticas completas del argumento e , y v es el coeficiente de Poisson.

Vermeulen y Johnson compararon los resultados obtenidos de la ecuación 4.14 con resultados de mediciones reales. La diferencia entre estos resultados fue atribuida a la suposición de que la región de adhesión es elíptica. Es importante volver a señalar que esta teoría es válida en el caso de que no haya rotación.

4.2.4 Teoría lineal de Kalker

En 1967, Kalker desarrolló una teoría lineal para el contacto de rodadura, basada en que para valores muy pequeños de los deslizamientos longitudinal (ξ_x), lateral (ξ_y) y de giro (ξ_{sp}), el área de deslizamiento es muy pequeña.

De acuerdo con esta teoría, Kalker explicó el comportamiento del punto de contacto de la siguiente manera: a lo largo de una línea paralela a la dirección de rodadura, la partícula comienza a penetrar en el área de contacto, y como se considera que el deslizamiento es muy pequeño, se produce la tracción, cuya distribución es continua en el borde delantero del contacto. Cuando la partícula sale de la superficie de contacto, la tracción se hace cero, como se observa en la Figura 4.6.

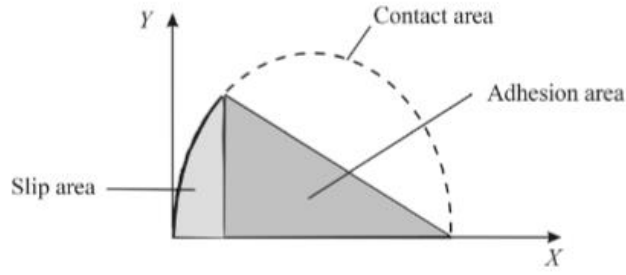


Figura 4.6 Área de contacto según la teoría lineal de Kalker

Las relaciones entre las fuerzas y momentos con los deslizamientos se obtienen de:

$$\begin{bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_z \end{bmatrix} = -Gab \begin{bmatrix} c_{11} & 0 & 0 \\ 0 & c_{22} & \sqrt{ab}c_{23} \\ 0 & -\sqrt{ab}c_{23} & abc_{33} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \xi_x \\ \xi_y \\ \xi_{sp} \end{bmatrix} \quad (4.17)$$

Donde:

- ξ_x , ξ_y y ξ_{sp} son el deslizamiento longitudinal, el deslizamiento lateral y el deslizamiento de giro, respectivamente.
- a y b son los semiejes del área de contacto, siendo a paralelo a la dirección de rodadura y b en dirección perpendicular a esta.
- G es el módulo de rigidez.
- c_{ij} son los coeficientes de deslizamiento, los cuales dependen del coeficiente de Poisson y de la relación entre los semiejes de la elipse de contacto (Tabla 4.2).

A continuación, en la Tabla 4.2 se muestran los coeficientes de deslizamiento en función del coeficiente de Poisson (σ) y de la relación entre los semiejes de la elipse de contacto.

Tabla 4.2 Coeficientes de deslizamiento según Kalker

		C_{11}			C_{22}			$C_{23} = -C_{32}$			C_{33}		
g		$\sigma = 0$	1/4	1/2	$\sigma = 0$	1/4	1/2	$\sigma = 0$	1/4	1/2	$\sigma = 0$	1/4	1/2
0.0		$\pi^2/4(1-\sigma)$			$\pi^2/4 = 2,47$			$\pi\sqrt{g}/3$	—	—	$\pi^2/16(1-\sigma)g$		
a/b	0.1	2.51	3.31	4.85	2.51	2.52	2.53	0.334	0.473	0.731	6.42	8.28	11.7
	0.2	2.59	3.37	4.81	2.59	2.63	2.66	0.483	0.603	0.809	3.46	4.27	5.66
	0.3	2.68	3.44	4.80	2.68	2.75	2.81	0.607	0.715	0.889	2.49	2.96	3.72
	0.4	2.78	3.53	4.82	2.78	2.88	2.98	0.720	0.823	0.977	2.02	2.32	2.77
	0.5	2.88	3.62	4.83	2.88	3.01	3.14	0.827	0.929	1.07	1.74	1.93	2.22
	0.6	2.98	3.72	4.91	2.98	3.14	3.31	0.930	1.03	1.18	1.56	1.68	1.86
	0.7	3.09	3.81	4.97	3.09	3.28	3.48	1.03	1.14	1.29	1.43	1.50	1.60
	0.8	3.19	3.91	5.05	3.19	3.41	3.65	1.13	1.25	1.40	1.34	1.37	1.42
	0.9	3.29	4.01	5.12	3.29	3.54	3.82	1.23	1.36	1.51	1.27	1.27	1.27
b/a	1.0	3.40	4.12	5.20	3.40	3.67	3.98	1.33	1.47	1.63	1.21	1.19	1.16
	0.9	3.51	4.22	5.30	3.51	3.81	4.16	1.44	1.59	1.77	1.16	1.11	1.06
	0.8	3.65	4.36	5.42	3.65	3.99	4.39	1.58	1.75	1.94	1.10	1.04	0.954
	0.7	3.82	4.54	5.58	3.82	4.21	4.67	1.76	1.95	2.18	1.05	0.965	0.852
	0.6	4.06	4.78	5.80	4.06	4.50	5.04	2.01	2.23	2.50	1.01	0.892	0.751
	0.5	4.37	5.10	6.11	4.37	4.90	5.56	2.35	2.62	2.96	0.958	0.819	0.650
	0.4	4.84	5.57	5.57	4.84	5.48	6.31	2.88	3.24	3.70	0.912	0.747	0.549
	0.3	5.57	6.34	7.34	5.57	6.40	7.51	3.79	4.32	5.01	0.868	0.674	0.446
	0.2	6.96	7.78	8.82	6.96	8.14	9.79	5.72	6.63	7.89	0.828	0.601	0.341
0.1	10.7	11.7	12.9	10.7	12.8	16.0	12.2	14.6	18.0	0.795	0.526	0.228	

Kalker también introdujo las siguientes expresiones del módulo de rigidez (G) y del coeficiente de Poisson (σ), en el caso de que los materiales de la rueda y el carril sean distintos:

$$G = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{G_w} + \frac{1}{G_r} \right] \quad (4.18)$$

$$\sigma = \frac{G}{2} \left[\frac{\sigma_w}{G_w} + \frac{\sigma_r}{G_r} \right] \quad (4.19)$$

Donde:

- G_w es el módulo de rigidez de la rueda.
- G_r es el módulo de rigidez del carril.
- σ_w es el coeficiente de Poisson de la rueda.
- σ_r es el coeficiente de Poisson del carril.

Durante los años siguientes, Kalker fue presentando nuevas teorías y en 1982 desarrolló el programa "FASTSIM", en el cual utiliza su teoría simplificada de contacto

[18], y posteriormente, en 1990, el programa “CONTACT”, en el que se emplea la teoría tridimensional exacta del contacto rodante [19], elaborada por él mismo.

4.3 Normativa aplicable al proyecto

Para la elaboración de este proyecto se han considerado todas las normas que hacen referencia a los elementos utilizados en el modelo de simulación por computador, los cuales están normalizados y son eje, rueda y carril. A continuación se citan las normas consideradas:

- Norma UNE-EN 13261:2009+A1:2011. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto. [20]
- Norma UNE-EN 13103:2010+A1:2011. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño. [21]
- Norma UNE-EN 13262:2005+A1:2009. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto. [22]
- Norma UNE-EN 13715:2007+A1:2011. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura. [23]
- Norma UNE-EN 13674-1:2012+A1:2018. Aplicaciones ferroviarias. Vía. Carriles. Parte 1: Carriles Vignole de masa mayor o igual a 46 kg/m. [24]
- Norma NRV 7-3-2.5. Calificación de la vía. Inclinação del carril. [25]
- Norma NRV 7-3-2.0. Calificación de la vía. Ancho de la vía. [26]

En cuanto al material utilizado, todos los elementos serán de acero R8, según UIC 812/3.

4.4 Estructura y planificación del proyecto

En este apartado se describirán los pasos que se han seguido para diseñar los elementos y llevar a cabo la simulación en ANSYS. Se han consultado las fuentes [25], [26] y [27] como complemento para la realización de este apartado.

1. Diseño de los cuerpos.

Los elementos que forman el conjunto que se simulará son un eje, dos ruedas y dos carriles, cuyos planos y bocetos se encuentran en los anexos. Se han modelado con el “Design Modeler” de ANSYS, al que se accede haciendo clic sobre la celda “Geometry”.

Para el diseño del eje se ha seguido la normativa UNE-EN 13261:2009+A1:2011 [20] y UNE-EN 13103:2010+A1:2011 [21]. En la Figura 4.7 se presentan el boceto del eje y el eje creado, tras haber realizado las operaciones de revolución y simetría de dicho boceto. Las medidas de las cotas del boceto se encuentran en el **Anexo A1**.

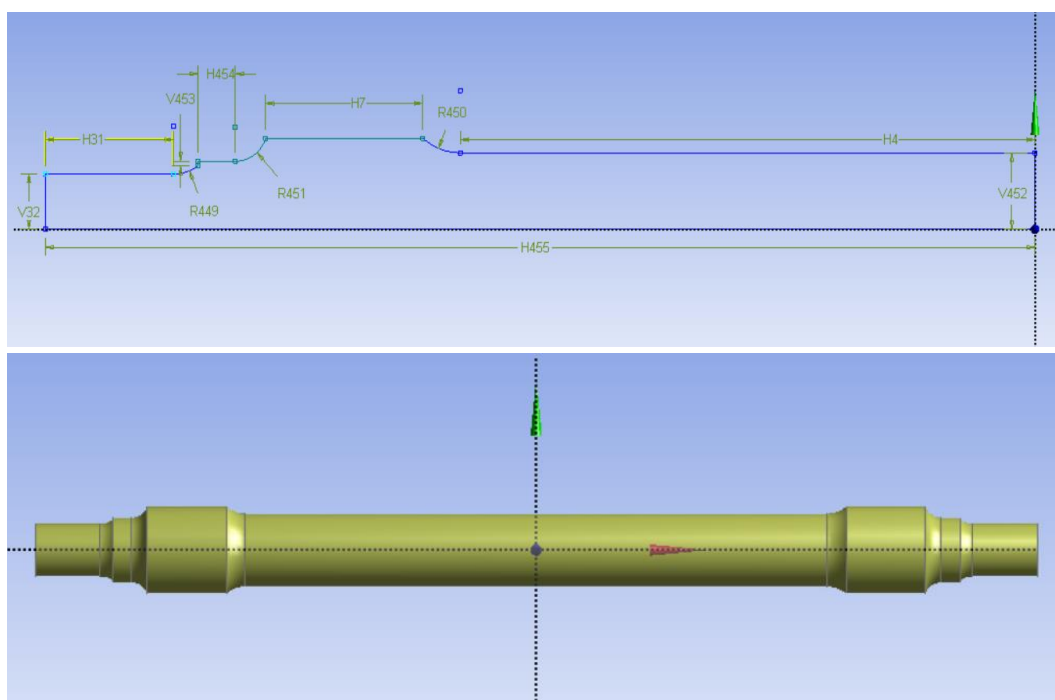
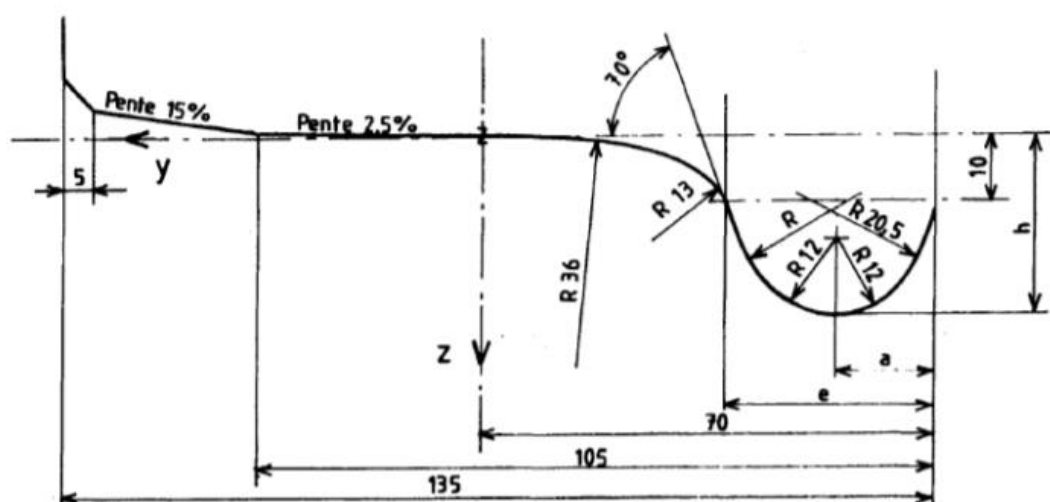


Figura 4.7 Boceto del eje y eje

Las ruedas han sido diseñadas de acuerdo a la normativa UNE-EN 13262:2005+A1:2009 [22] y UNE-EN 13715:2007+A1:2011 [23]. Se ha escogido un perfil de rodadura GV40. En la Figura 4.8 se adjunta el perfil mencionado junto al boceto creado en ANSYS.



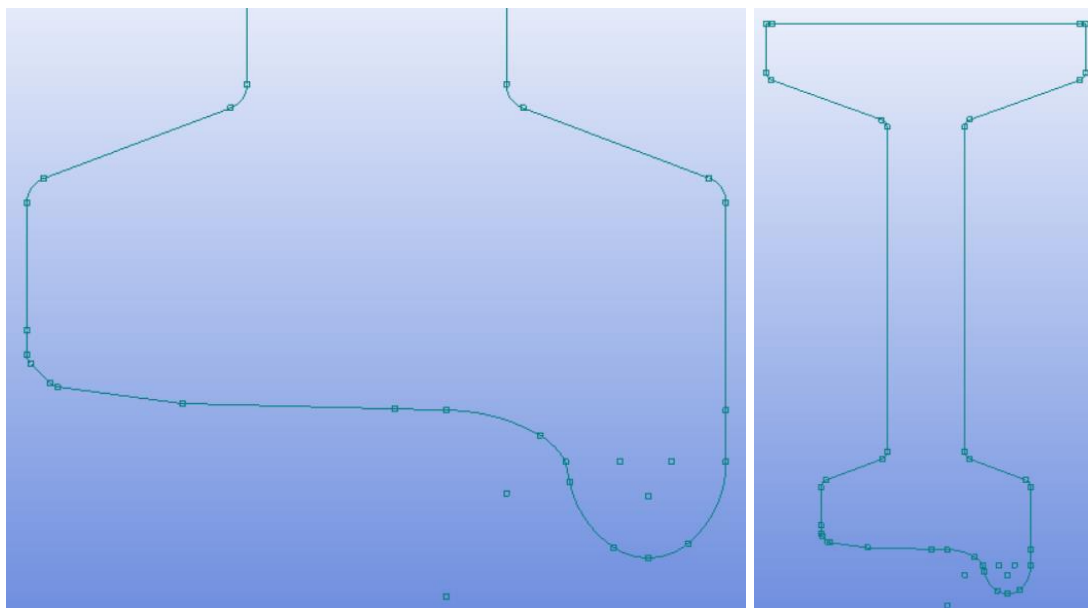


Figura 4.8 Perfil GV40 y boceto de las ruedas

Una vez se tiene el boceto diseñado, mediante la operación de revolución se crean las ruedas, que se muestran en la Figura 4.9.

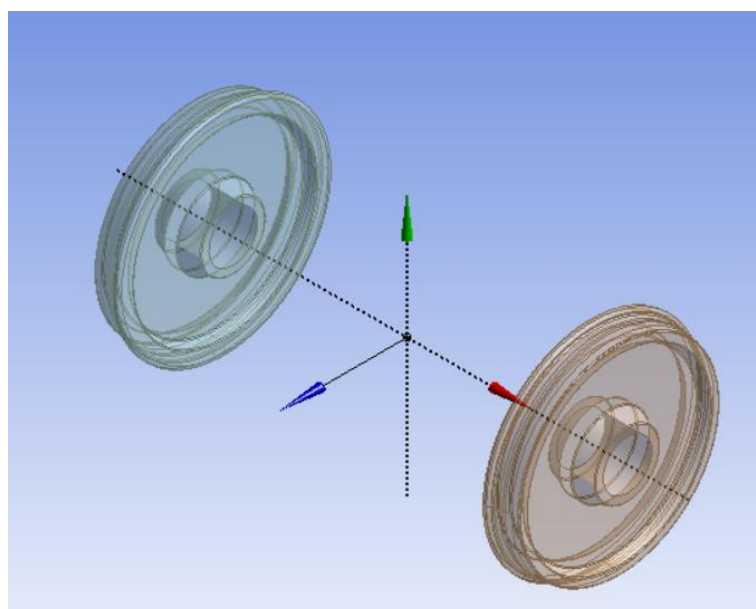


Figura 4.9 Ruedas

Los carriles seleccionados para el modelo de ensayo son perfil UIC 54, siguiendo la normativa UNE-EN 13674-1:2012+A1:2018 [24]. La inclinación se ha supuesto de 1:40, lo que corresponde a un ángulo de $1,432^\circ$, según la Norma NRV 7-3-2.5 [25]. El ancho

de vía utilizado para el modelo es el ancho ibérico (1.668 mm) [26]. El perfil considerado y el boceto del carril se pueden observar en la Figura 4.10.

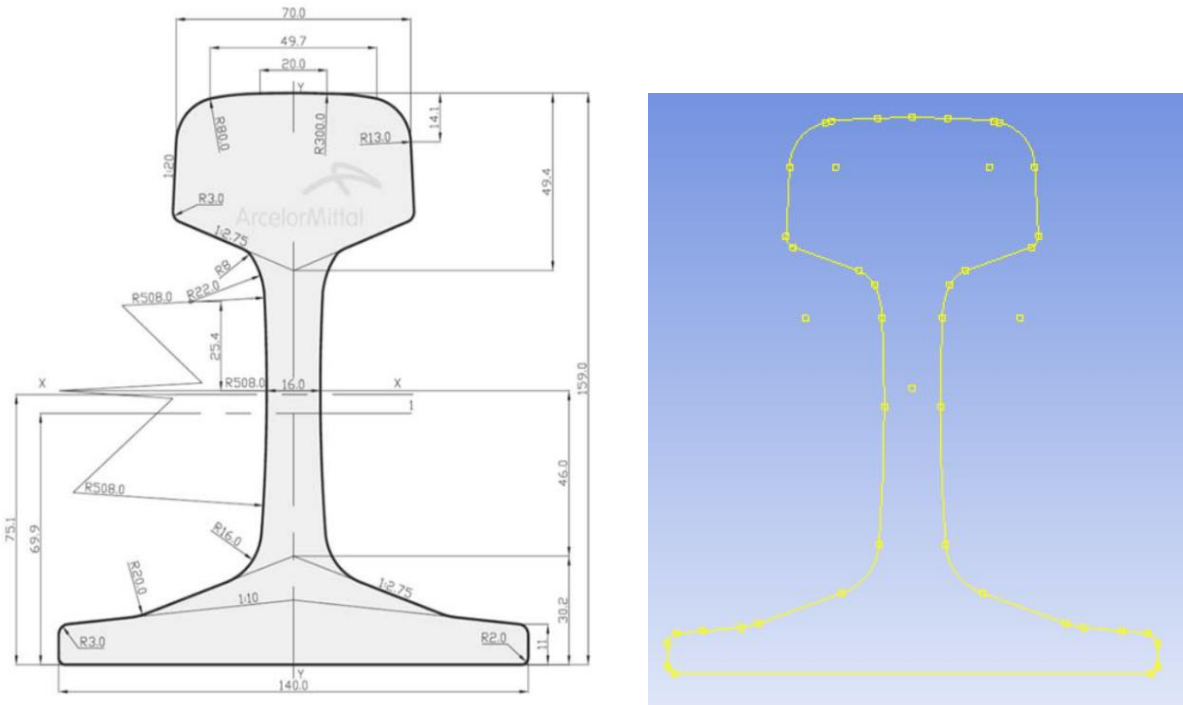


Figura 4.10 Perfil UIC 54 y boceto de los carriles

Mediante la operación de extrusión e introduciendo una profundidad de extrusión de 500 mm en ambos sentidos, se crean los carriles, los cuales se presentan en la Figura 4.11.

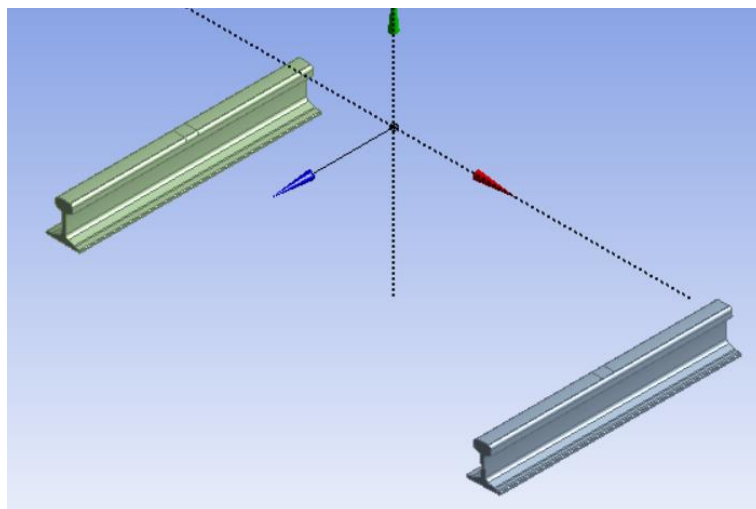


Figura 4.11 Carriles

Por último, en la Figura 4.12, se recoge una imagen del conjunto completo a simular.

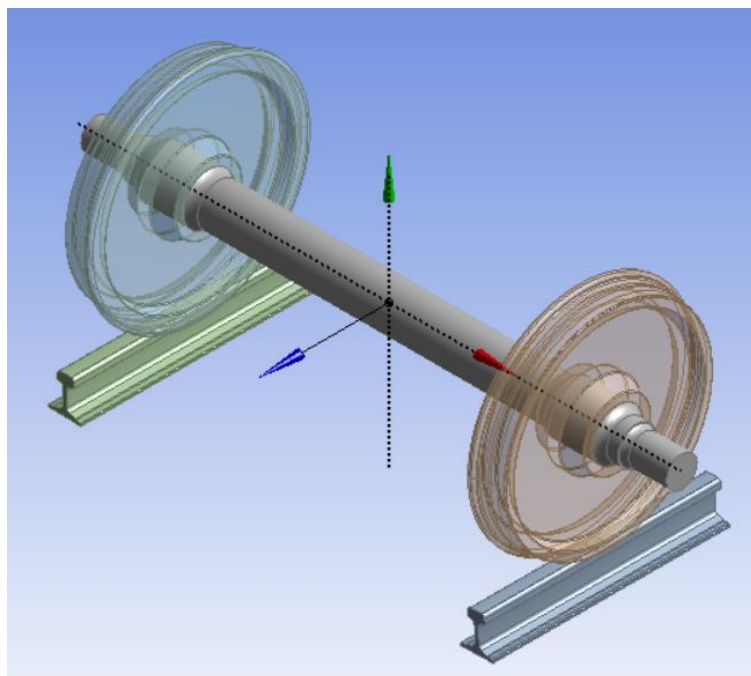


Figura 4.12 Conjunto a simular

2. Elección del sistema de análisis.

Como se ha mencionado anteriormente, en este proyecto se llevará a cabo un análisis estructural estático. Para ello, en la pantalla inicial del programa se selecciona “*Static Structural*” (Figura 3.1).

3. Definición del material.

El material utilizado en todos los elementos es acero R8, del que se detalla su composición química en la Tabla 4.3.

Tabla 4.3 Composición química del acero R8

Composición química (contenido máximo en %)										
C	Si	Mn	P	S	Cr	Cu	Mo	Ni	V	(Cr+Mo+Ni)
0,52	0,40	0,80	0,035	0,035	0,30	0,30	0,08	0,30	0,05	0,50

A través de la celda “*Engineering Data*” se pueden crear distintos materiales partiendo desde cero. En el caso de este proyecto, se ha optado por escoger el material que viene definido por defecto en el programa, denominado “*Structural Steel*” y cambiar tres propiedades principales que caracterizan al acero R8, que son:

- Densidad: 7800 kg/m³.
- Coeficiente de Poisson: 0,27.
- Módulo de Young: 210 GPa.

En la Figura 4.13 se presenta la ventana “*Engineering Data*” con las propiedades del material utilizado.

Outline of Schematic A2, B2: Engineering Data				
	A	B	C	D
1	Contents of Engineering Data		Source	Description
2	Material			
3	Structural Steel		Ge	Fatigue Data at zero mean stress comes from 1998 ASME BPV Code, Section 8, Div 2, Table 5-110.1
*	Click here to add a new material			

Properties of Outline Row 3: Structural Steel				
	A	B	C	D
1	Property	Value	Unit	
2	Material Field Variables	Table		
3	Density	7800	kg m ⁻³	
4	Isotropic Secant Coefficient of Thermal Expansion			
5	Coefficient of Thermal Expansion	1,2E-05	C ⁻¹	
6	Isotropic Elasticity			
7	Derive from	Young's Modulus and Pois...		
8	Young's Modulus	2,1E+11	Pa	
9	Poisson's Ratio	0,27		
10	Bulk Modulus	1,5217E+11	Pa	
11	Shear Modulus	8,2677E+10	Pa	
12	Alternating Stress Mean Stress	Tabular		
13	Interpolation	Log-Log		
14	Scale	1		
15	Offset	0	Pa	
16	Strain-Life Parameters			
24	Tensile Yield Strength	2,5E+08	Pa	
25	Compressive Yield Strength	2,5E+08	Pa	
26	Tensile Ultimate Strength	4,6E+08	Pa	
27	Compressive Ultimate Strength	0	Pa	
28	Isotropic Thermal Conductivity	60,5	W m ⁻¹ C ⁻¹	
29	Specific Heat	434	J kg ⁻¹ C ⁻¹	
30	Isotropic Relative Permeability	10000		
31	Isotropic Resistivity	1,7E-07	kg m ³ A ⁻² s ⁻³	

Figura 4.13 Propiedades del acero R8

4. Asignación del material.

Una vez finalizados los pasos anteriores, se trabajará con el módulo “*Mechanical*”, en el que se realizará el resto del proceso.

Al iniciar el módulo “*Mechanical*”, el material anteriormente modificado, “*Structural Steel*” (con las propiedades del acero R8), es asignado de forma automática a los cuerpos que conforman el modelo a simular.

5. Contactos.

En el caso de tener varios cuerpos, ANSYS genera automáticamente, en el árbol esquemático del proyecto, el apartado denominado “Connections”, con el que se seleccionará la opción “Create Automatic Connections”, como se puede observar en la Figura 4.14.

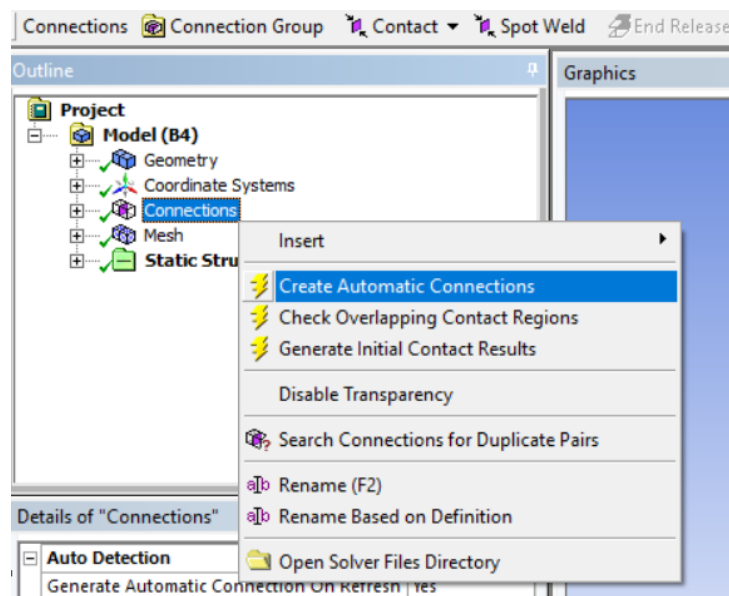


Figura 4.14 Creación de las conexiones

El programa detecta cuatro zonas de contacto: dos del eje con las ruedas y dos de las ruedas con los carriles. Los parámetros de las zonas de contacto entre el eje y las ruedas, generados automáticamente por el programa, se mantienen, ya que tienen las características requeridas. El tipo de contacto entre el eje y las ruedas es “Bonded”, lo que significa que los cuerpos están unidos entre sí, sin deslizamiento, como se puede ver en la Figura 4.15.

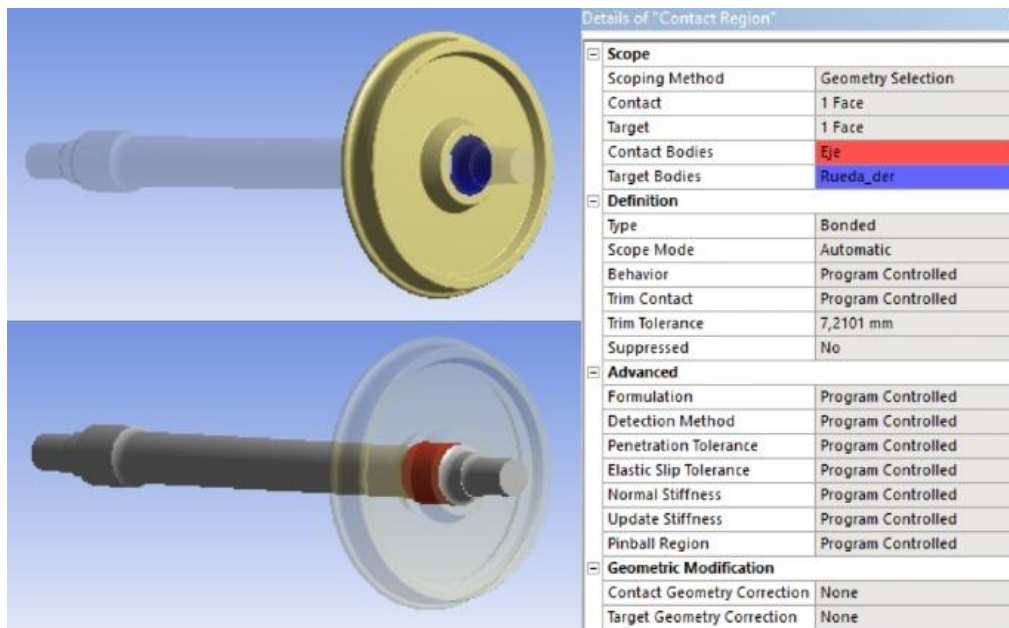


Figura 4.15 Contacto eje-rueda

En cuanto a las zonas de contacto entre las ruedas y los carriles, los parámetros generados automáticamente por el programa, no son válidos. El tipo de contacto no puede ser *"Bonded"* y además las superficies de contacto son excesivamente grandes, ya que toma toda la superficie superior del carril y la mitad de la superficie de rodadura de la rueda, siendo innecesario, puesto que se realiza un análisis estático y, por tanto, las ruedas no rodarán sobre el carril.

El tipo de contacto que se supondrá entre la rueda y el carril será *"Frictional"*, con un coeficiente de rozamiento de 0,1. En *"Formulation"* se selecciona *"Pure Penalty"*, opción que ayuda a la convergencia del problema y las superficies de contacto se seleccionan manualmente, tal y como se muestra en la Figura 4.16.

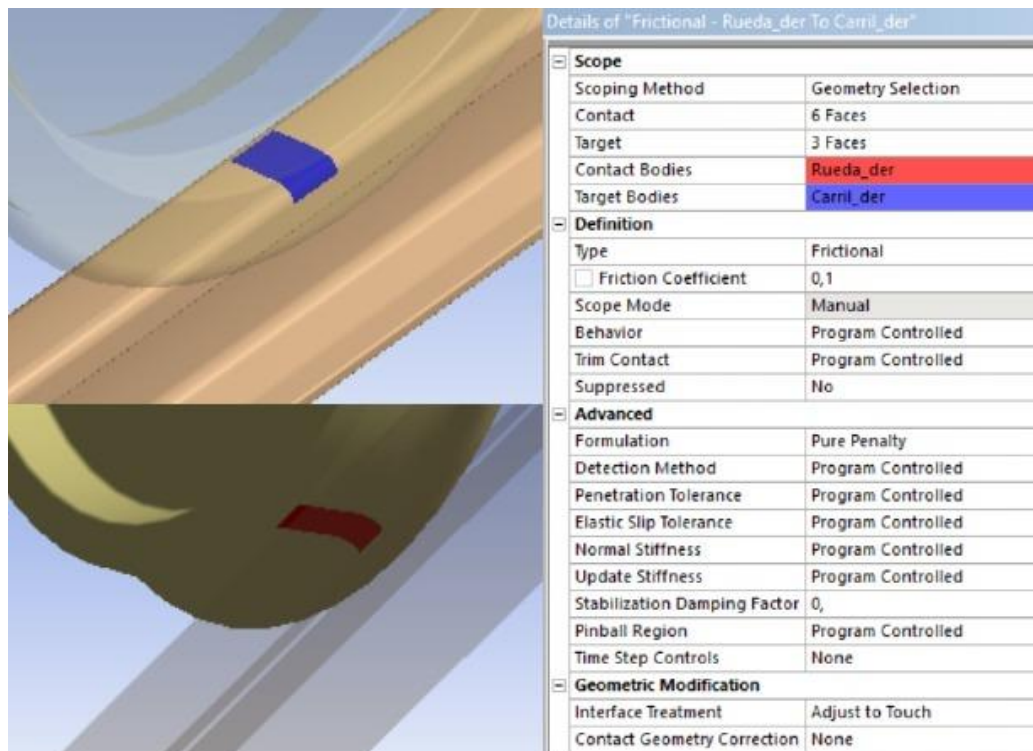


Figura 4.16 Contacto rueda-carril

6. Mallado.

En el apartado "Mesh" se realiza el mallado de los elementos. Se comienza haciendo un mallado genérico del conjunto, seleccionando la función de tamaño del mallado como "Adaptative", con la que se obtiene una buena calidad de mallado y el esfuerzo computacional necesario para resolver el problema no es excesivo. Se ejecuta el mallado inicial haciendo clic sobre "Generate Mesh", conservando los parámetros que el programa ofrece por defecto.

A continuación se describen una serie de operaciones cuya finalidad es mejorar el mallado inicial en las zonas de importancia.

Primero se define un método de mallado tetraédrico para los cinco cuerpos, haciendo clic en "Method" y escogiendo "Tetrahedrons", con el que se consigue un mallado más uniforme. En la Figura 4.17 se presenta la ventana del método de mallado y los parámetros que lo definen.

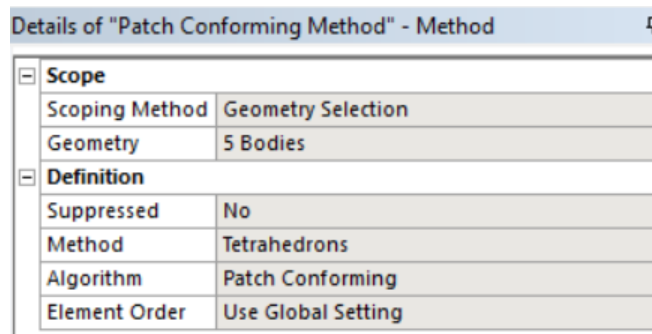


Figura 4.17 Método de mallado tetraédrico

Posteriormente, se define el tamaño del elemento de mallado de los cuerpos, mediante la opción “Sizing”, escogiendo un tamaño de elemento para los cinco cuerpos de 100 mm, puesto que en el paso siguiente se introducirá otra opción de mallado específica para las superficies de contacto, con un tamaño de elemento mucho menor, incrementando la calidad del mallado en la zona de mayor relevancia. En la Figura 4.18 se visualiza esta opción de mallado, con los parámetros que la caracterizan y el conjunto tras realizar dicha operación.

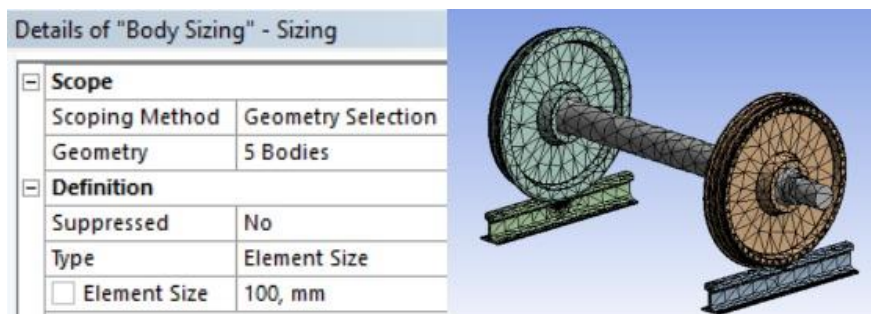


Figura 4.18 Mallado de los cuerpos

Por último, se realiza un mallado mucho más preciso en las superficies de contacto entre las ruedas y los carriles, escogiendo la opción “Contact Sizing”, se seleccionan las superficies de contacto definidas anteriormente en la Figura 4.16 y se introduce el valor del tamaño los elementos de mallado en dichas superficies, que en este caso será de 2 mm. En la Figura 4.19 se observan los parámetros de esta opción de mallado y las superficies sobre las que se ha ejecutado dicha operación.



Figura 4.19 Mallado de las superficies de contacto

7. Condiciones de contorno y cargas.

Las condiciones de contorno y las cargas se introducen a través del apartado "Static Structural". Se coloca un soporte fijo en la cara inferior de los carriles y para el eje se define una condición de contorno según la cual tiene libertad de movimiento en las direcciones paralelas a los ejes x e y , restringiéndose en la dirección del eje z . En la Figura 4.20 se puede ver el soporte fijo colocado en la base de los carriles y en la Figura 4.21 la condición de desplazamiento introducida para el eje.

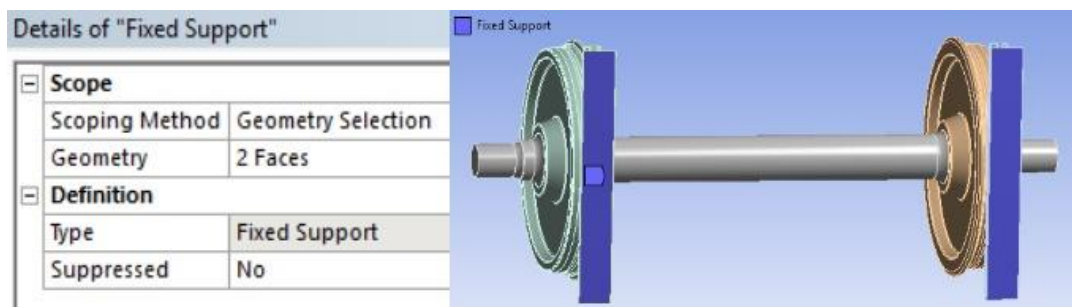


Figura 4.20 Soporte fijo en los carriles

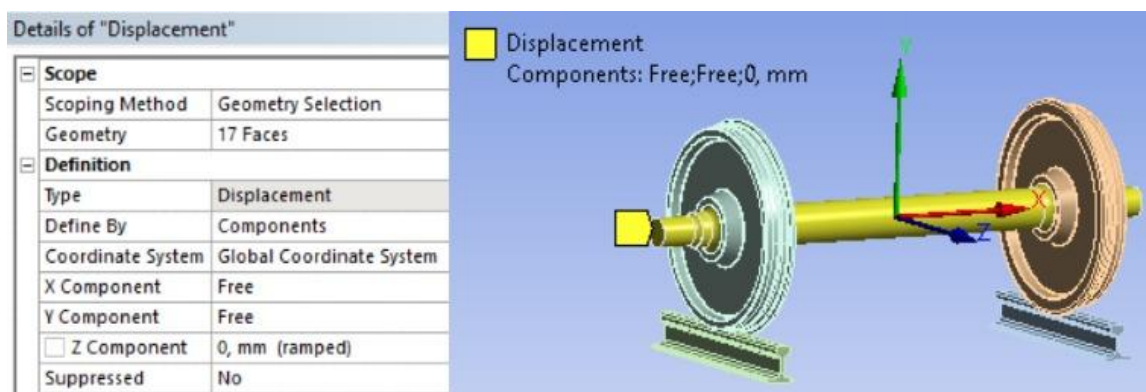


Figura 4.21 Condición de desplazamiento en el eje

En cuanto a las cargas, se llevarán a cabo dos análisis diferentes, uno variando la carga vertical y otro manteniendo una carga vertical constante y variando la lateral. Las cargas se aplican sobre la superficie de las manguetas del eje. En la Figura 4.22 se presenta el conjunto con una carga vertical aplicada y en la Figura 4.23 con carga vertical y lateral aplicadas simultáneamente.

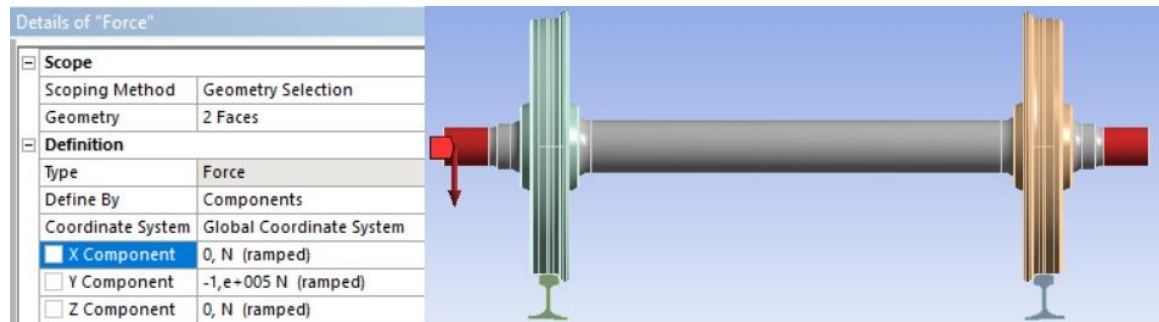


Figura 4.22 Conjunto sometido a fuerza vertical

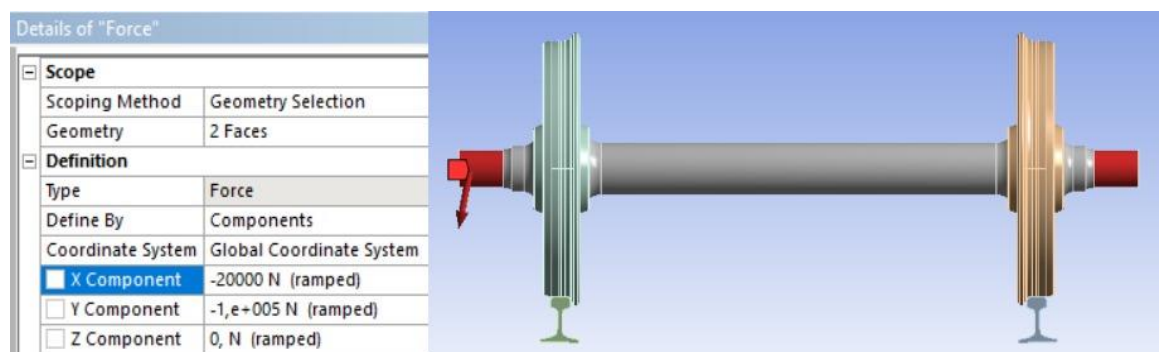


Figura 4.23 Conjunto sometido a fuerza vertical y lateral

8. Obtención de los resultados

Finalmente, tras haber completado los pasos anteriores, se procede a seleccionar los resultados que se quieren obtener. Este estudio se centrará en analizar la presión de contacto, la tensión equivalente de Von Mises y el área de contacto, entre la rueda y el carril (Figura 4.24).

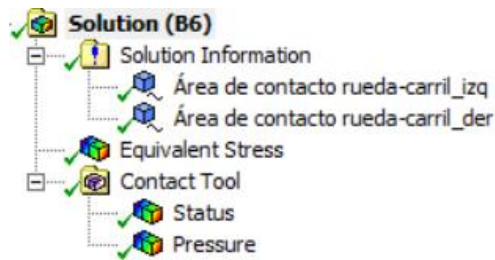


Figura 4.24 Selección de resultados

En último lugar se selecciona “Solve” para que el programa ejecute la simulación y se obtengan los resultados seleccionados.

4.5 Resultados esperados

Los resultados que se analizan en este proyecto son: la presión de contacto, la tensión equivalente de Von Mises y el área de contacto, todos entre la rueda y el carril.

Se van a realizar dos estudios distintos, uno en el que solo se aplicarán de manera progresiva y creciente cargas verticales, y otro en el que la carga vertical permanecerá constante y se variará de la misma forma anteriormente mencionada (progresiva y creciente), cargas laterales.

Para el análisis en el que se aplicará únicamente carga vertical y se irá incrementando su valor, debido a la simetría estructural y de cargas, los resultados de los tres parámetros mencionados anteriormente serán iguales en ambos lados. Como consecuencia de que solo se introducen cargas verticales, el área de la presión de contacto se espera que sea elíptica, tal y como se explicó en la teoría de Hertz. Además, los tres parámetros que se estudian deben aumentar según se aplique mayor carga vertical.

En cuanto al ensayo en el cual se aplica una carga vertical constante y se varía la carga lateral, se espera que, a mayor carga lateral aplicada, mayor será el desplazamiento del eje montado, en el mismo sentido que la carga lateral, hasta que llegue un momento en el que la rueda derecha y el carril derecho contactarán en dos puntos diferentes. También se espera que, al contrario de lo que ocurre en el caso de que solo se aplique carga vertical, los resultados de los tres parámetros estudiados, irán variando cada vez más entre el contacto rueda-carril del lado derecho y el izquierdo, a medida que se aumente el valor de la carga lateral.

5. Desarrollo del proyecto y resultados

5.1 Introducción

Como se ha mencionado anteriormente, se realizan dos análisis distintos para estudiar el contacto rueda-carril.

En el primero se aplican, de forma creciente, sucesivas cargas verticales en las manguetas del eje y se estudian los resultados del área de contacto, la presión máxima de contacto y la tensión de Von Mises máxima para cada carga aplicada.

En el segundo se aplican, en las manguetas del eje, una carga vertical constante y sucesivas cargas laterales de forma creciente, analizándose los resultados de los tres mismos parámetros citados en el párrafo anterior, para cada carga lateral aplicada.

5.2 Variación de cargas verticales en el eje

Debido a que solo se aplica fuerza vertical, existe simetría estructural y de cargas, y los resultados de área de contacto, presión máxima de contacto y tensión de Von Mises máxima son iguales en ambos lados, por lo que solo se analizarán los resultados de un lado, en este caso los del contacto rueda-carril izquierdo.

Las cargas verticales aplicadas sobre las manguetas del eje van desde 2 t hasta 20 t, con incrementos de 2 t, por lo que se obtienen 10 medidas de cada parámetro estudiado (área de contacto, presión máxima de contacto y tensión de Von Mises máxima).

Las cargas se aplican en sentido negativo del eje y , como se aprecia en la Figura 5.1.

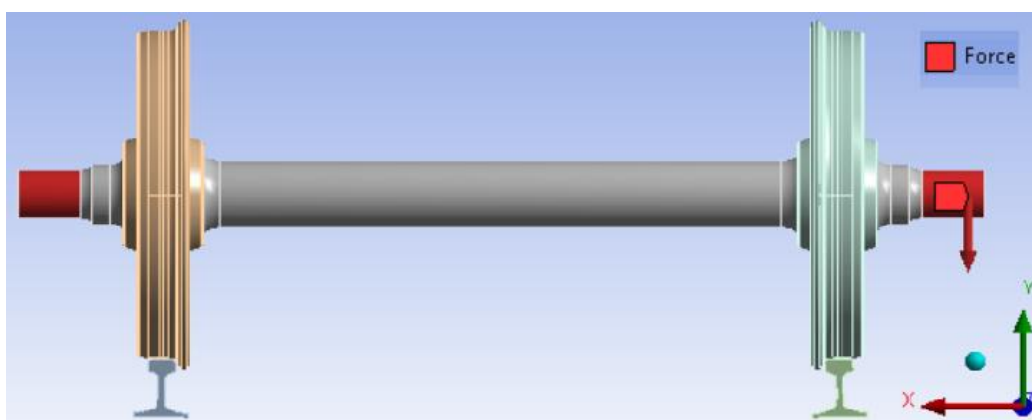


Figura 5.1 Sentido de la carga vertical aplicada

En este apartado se presentan los resultados relativos a una carga vertical aplicada de 10 t y se comparan los obtenidos para 2 y 20 t. Los resultados del resto de cargas verticales se adjuntan en el **Anexo B**.

El área de contacto que se produce para una carga vertical de 10 t es de 77,561 mm², como se observa en la Figura 5.2.

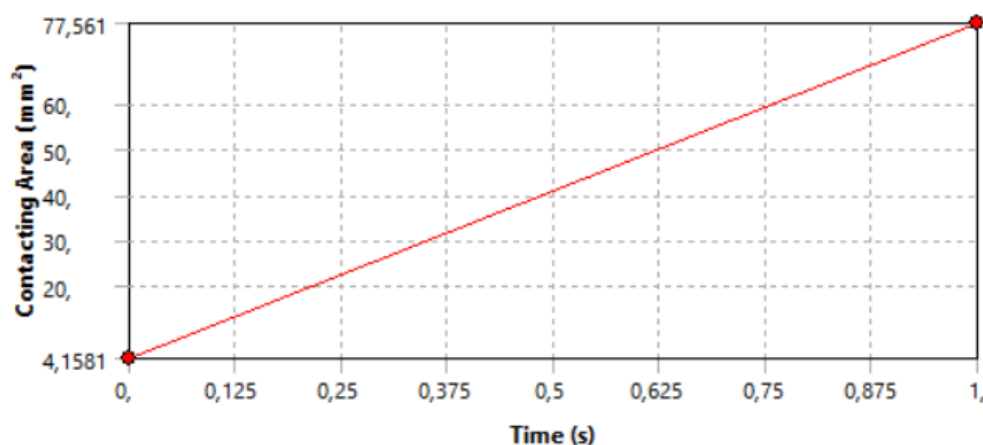


Figura 5.2 Área de contacto para una carga vertical de 10 t

La distribución de la presión presenta forma elíptica, lo cual es coherente con la teoría de Hertz, alcanzando un valor máximo de 1041,1 MPa, como se puede ver en la Figura 5.3.

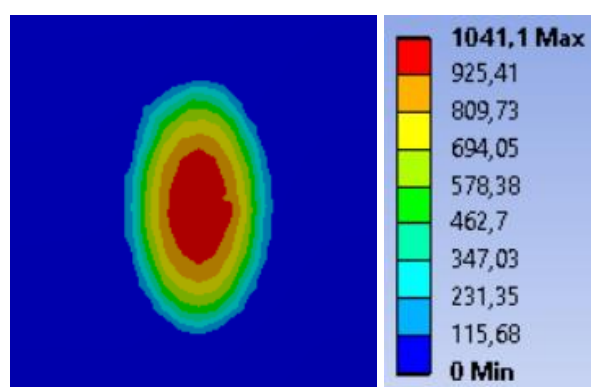


Figura 5.3 Distribución de la presión para una carga vertical de 10 t [MPa]

A continuación, en la Figura 5.4 se presenta la distribución de la tensión equivalente de Von Mises, que alcanza su valor máximo cerca de la superficie de contacto y es de 710,24 MPa.

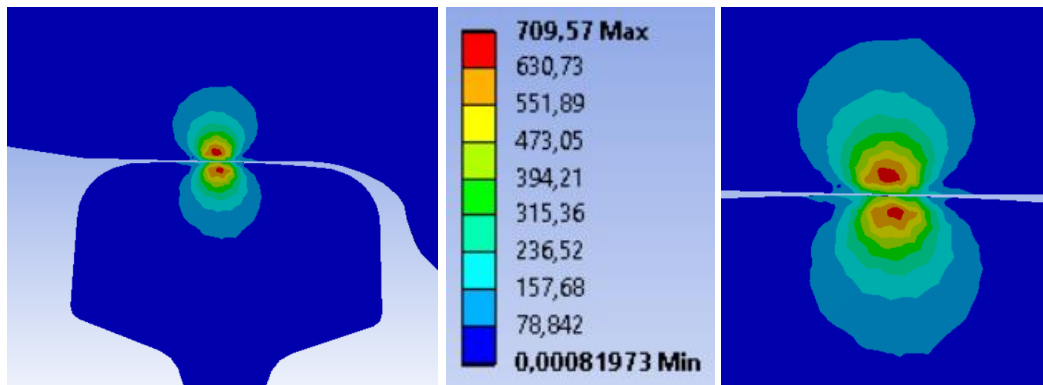


Figura 5.4 Distribución de la tensión para una carga vertical de 10 t [MPa]

Los valores de cada parámetro estudiado para cada carga vertical aplicada, se recogen en la Tabla 5.1.

Tabla 5.1 Resultados del análisis con variación de cargas verticales

Carga vertical [t]	Área de contacto [mm ²]	Presión de contacto máxima [MPa]	Tensión de Von Mises máxima [MPa]
2	28,494	517,86	387,68
4	44,033	704,54	519,60
6	56,878	842,91	604,57
8	68,385	950,89	663,36
10	77,561	1041,10	709,57
12	87,999	1121,70	756,13
14	97,188	1195,50	799,23
16	105,960	1263,30	834,36
18	114,590	1323,50	865,35
20	120,010	1401,10	897,85

A continuación, se presentan las gráficas en las que se muestra la relación existente entre la carga aplicada con: el área de contacto (Figura 5.5), la presión máxima de contacto (Figura 5.6) y la tensión de Von Mises máxima (Figura 5.7).

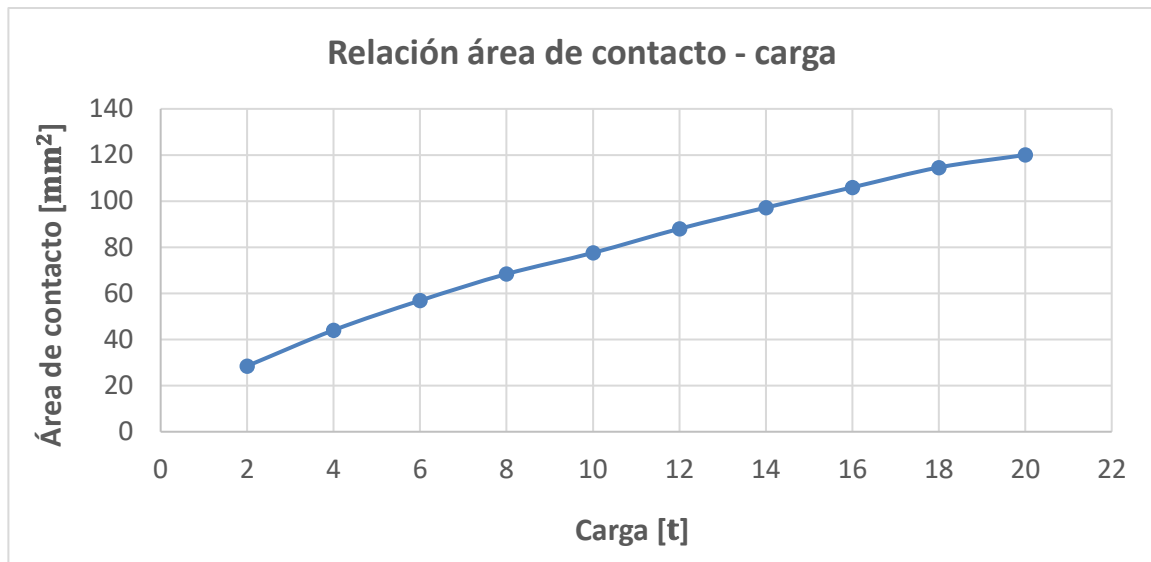


Figura 5.5 Relación entre el área de contacto y la carga vertical aplicada

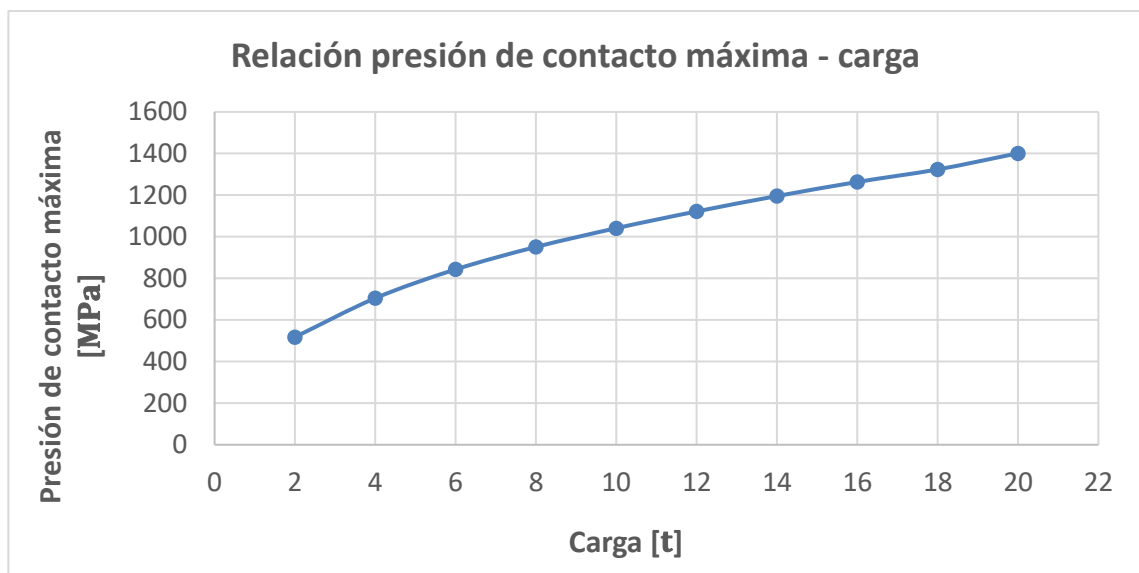


Figura 5.6 Relación entre la presión de contacto máxima y la carga vertical aplicada

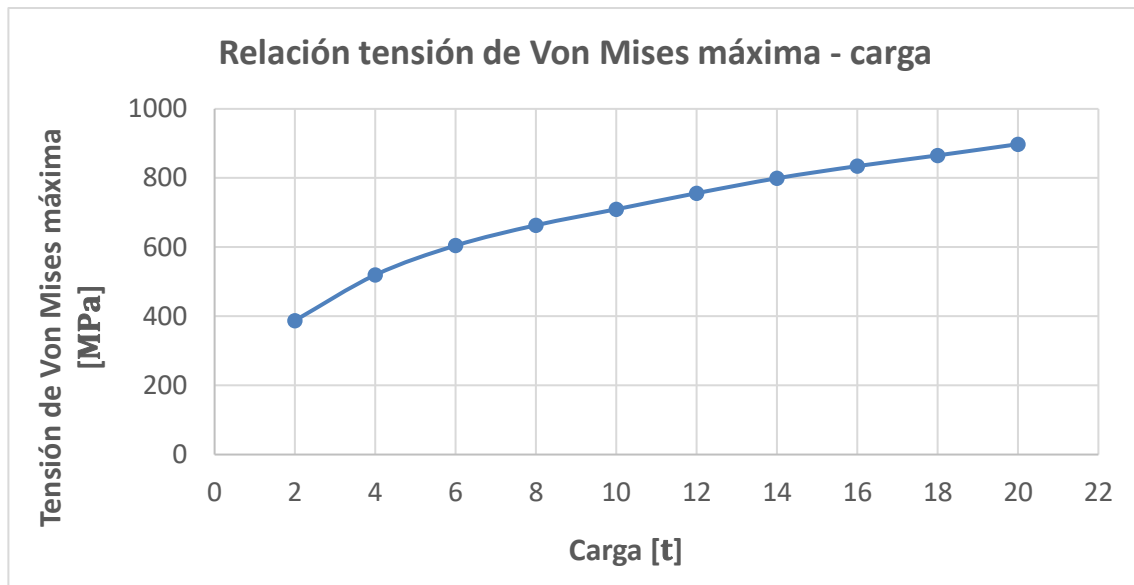


Figura 5.7 Relación entre la tensión de Von Mises máxima y la carga vertical aplicada

Como se puede observar en las tres gráficas, los tres parámetros estudiados siguen una evolución similar al aumentar la carga aplicada, crecen más rápido en los ensayos iniciales y a medida que la carga va aumentando, la variación es menor.

En cuanto al área y la presión de contacto, cabe destacar la forma elíptica de la huella, alcanzando el valor máximo de presión en el centro de la elipse, como se puede ver en la Figura 5.3 anteriormente citada, lo cual concuerda con la teoría de contacto propuesta por Hertz.

Existe una gran diferencia entre el área de contacto obtenida cuando la carga aplicada es de 2 t ($28,494 \text{ mm}^2$) y cuando es de 20 t ($120,010 \text{ mm}^2$), como se puede ver en la Figura 5.8.

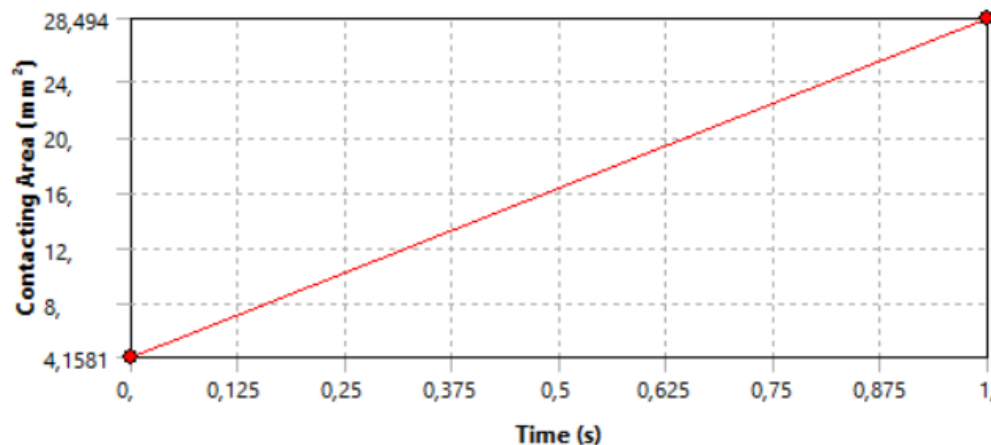


Figura 5.8a Área de contacto para carga vertical de 2 t

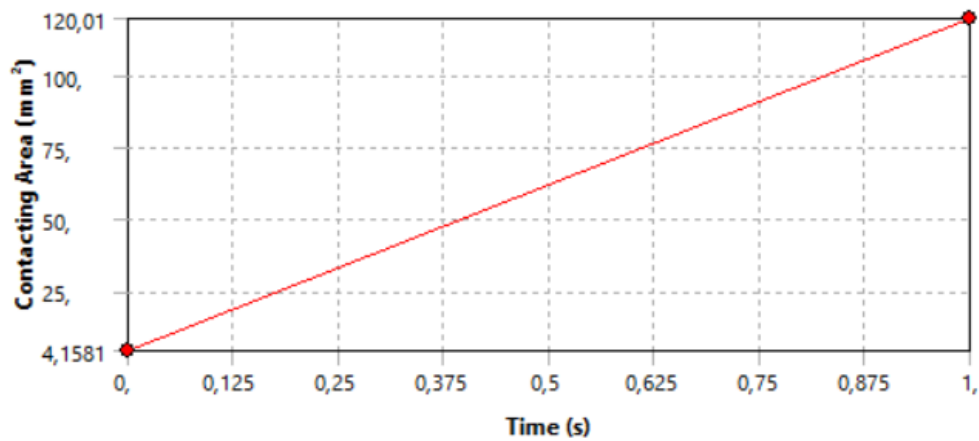


Figura 5.9b Área de contacto para carga vertical de 20 t

También se aprecia que, cuanto mayor es la carga aplicada, la distribución de presión tiene una forma más elíptica y uniforme, como puede observarse en la Figura 5.9, en la que se presenta la distribución de presión para la carga inicial de 2 t, junto con la distribución de presión obtenida para la carga final de 20 t.

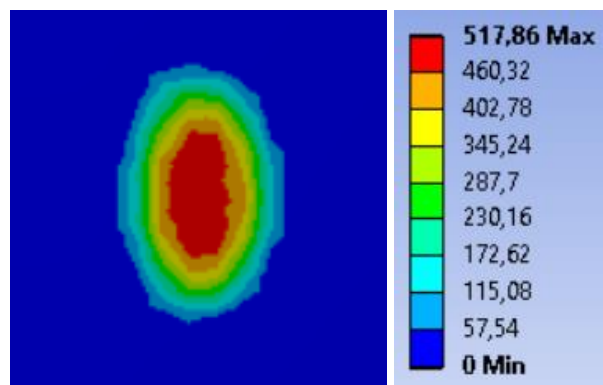


Figura 5.10a Distribución de la presión para una carga vertical de 2 t [MPa]

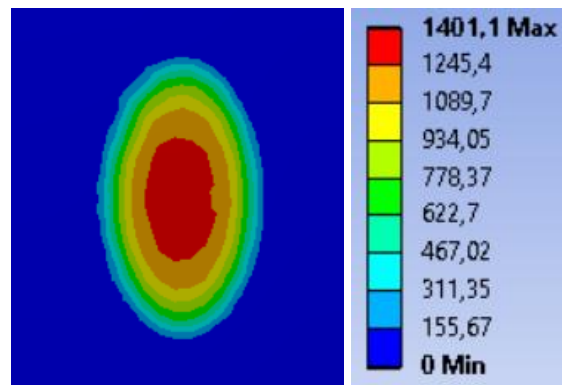


Figura 5.11b Distribución de la presión para una carga vertical de 20 t [MPa]

En cuanto a la distribución de la tensión, se puede apreciar una notable diferencia entre la profundidad a la que llega cuando la carga aplicada es de 2 t y cuando dicha carga es de 20 t, en la que llega a más de la mitad de la cabeza del carril, como se puede ver en la Figura 5.10.

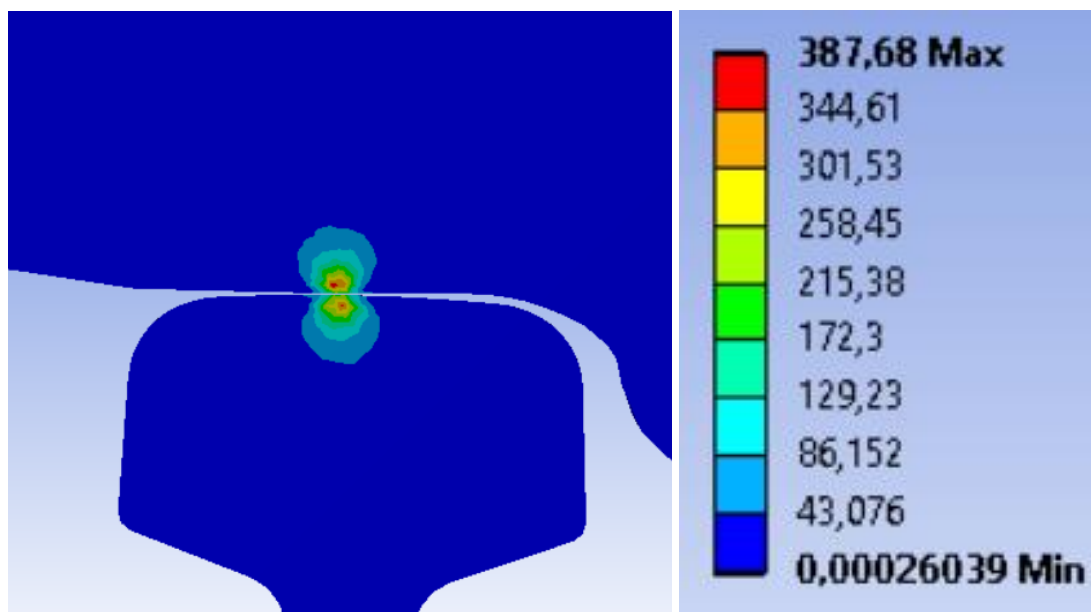


Figura 5.12a Distribución de la tensión para carga vertical de 2 t [MPa]

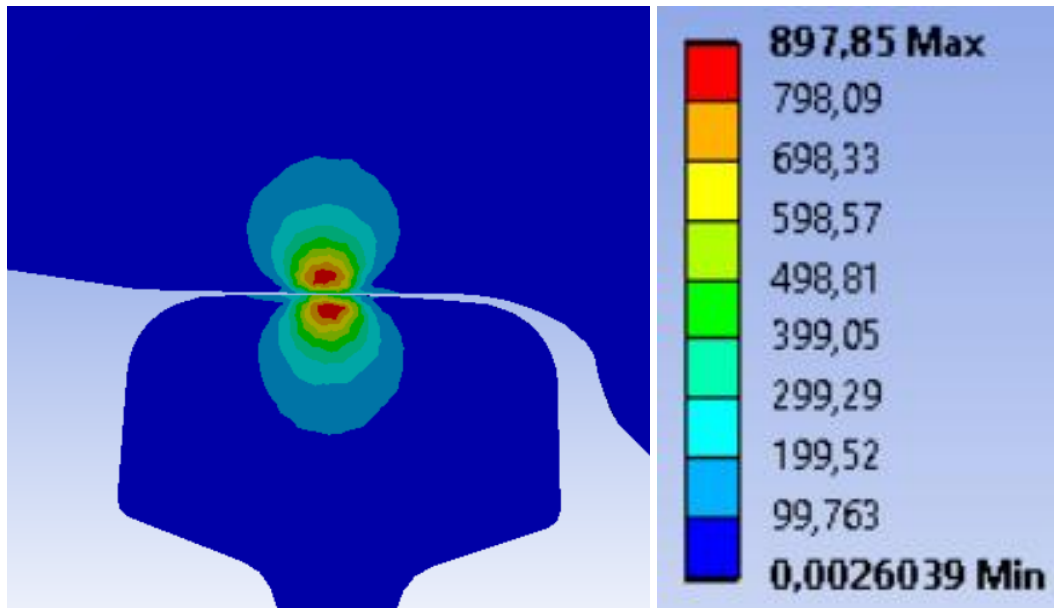


Figura 5.13b Distribución de la tensión para carga vertical de 20 t [MPa]

5.3 Variación de cargas laterales con carga vertical constante

En el presente análisis, la carga vertical aplicada es constante y tiene un valor de 10 t. Las cargas laterales se irán variando desde 0,25 t hasta 2,5 t, con incrementos de 0,25 t. Debido a que existe simetría estructural pero no de cargas, los resultados de los tres parámetros estudiados (área de contacto, presión máxima de contacto y tensión de Von Mises máxima) no son iguales en los dos lados y por ello se presentan los resultados obtenidos de ambos, contacto rueda-carril izquierdo y derecho.

En la Figura 5.11 se aprecia que la carga lateral va aplicada en sentido negativo del eje x .

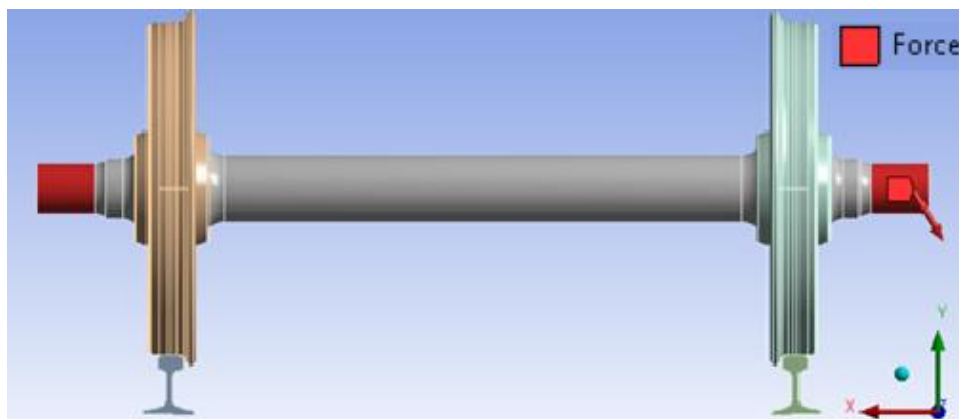


Figura 5.11 Sentido de la carga lateral aplicada

Inicialmente, debido a que la fuerza lateral es muy pequeña comparada con la vertical, los resultados de la presión máxima de contacto y de la tensión de Von Mises máxima, aumentan, aunque de forma poco significativa.

En relación al área de contacto, esta tiene valores diferentes en cada lado, siendo mayor en el lado derecho, en todos los ensayos. Esto puede deberse al sentido de la fuerza lateral aplicada.

Para una carga lateral de 1 t y las inferiores a esta, tanto en el lado izquierdo como en el derecho, el carril y la rueda únicamente contactan en la banda de rodadura, como es normal. Cuando la fuerza lateral alcanza un valor de 1,25 t, en el lado izquierdo se sigue produciendo el mismo tipo de contacto que para las cargas previas aplicadas, mientras que en el lado derecho, la pestaña de la rueda contacta con el carril y son 2 superficies de contacto distintas las que se dan.

Por ello, a continuación se presentan los resultados obtenidos cuando la carga lateral es de 1 t y 1,25 t, los cuales se considera que son los de mayor relevancia. El resto de resultados se adjunta en el **Anexo C**.

➤ **Carga lateral de 1 t.**

En la Figura 5.12 se puede ver que el área de contacto en ambos lados es muy similar y mayor en el derecho, como se mencionó anteriormente.

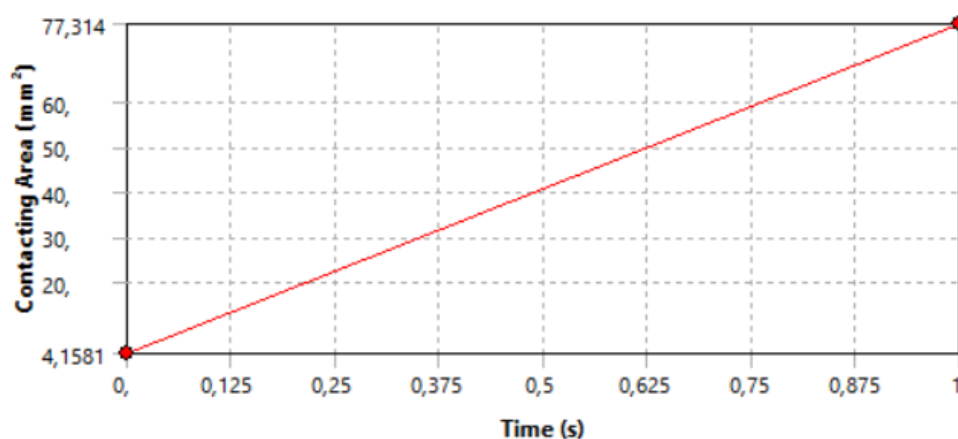


Figura 5.12a Área de contacto en el lado izquierdo para carga lateral de 1 t

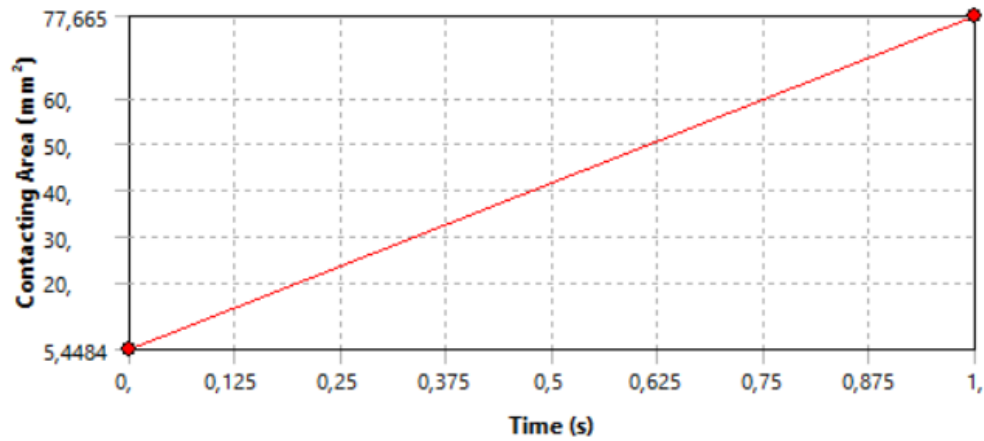


Figura 5.12b Área de contacto en el lado derecho para carga lateral de 1 t

En cuanto a la distribución de la presión, las huellas en ambos son parecidas, apreciándose una forma más elíptica en el lado derecho, como se observa en la Figura 5.13.

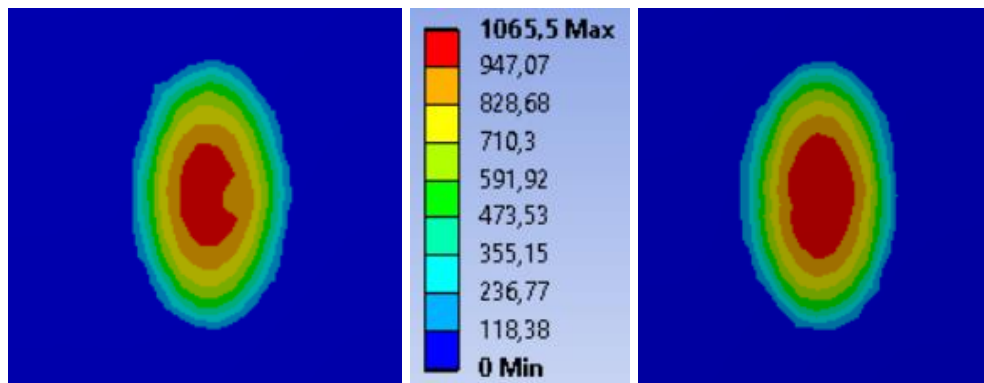


Figura 5.13 Distribución de la presión en el lado izquierdo y en el derecho [MPa], para carga lateral de 1 t

Al igual que ocurre con la presión, la distribución de la tensión equivalente de Von Mises tiene un comportamiento similar en ambos lados, como se puede comprobar en la Figura 5.14.

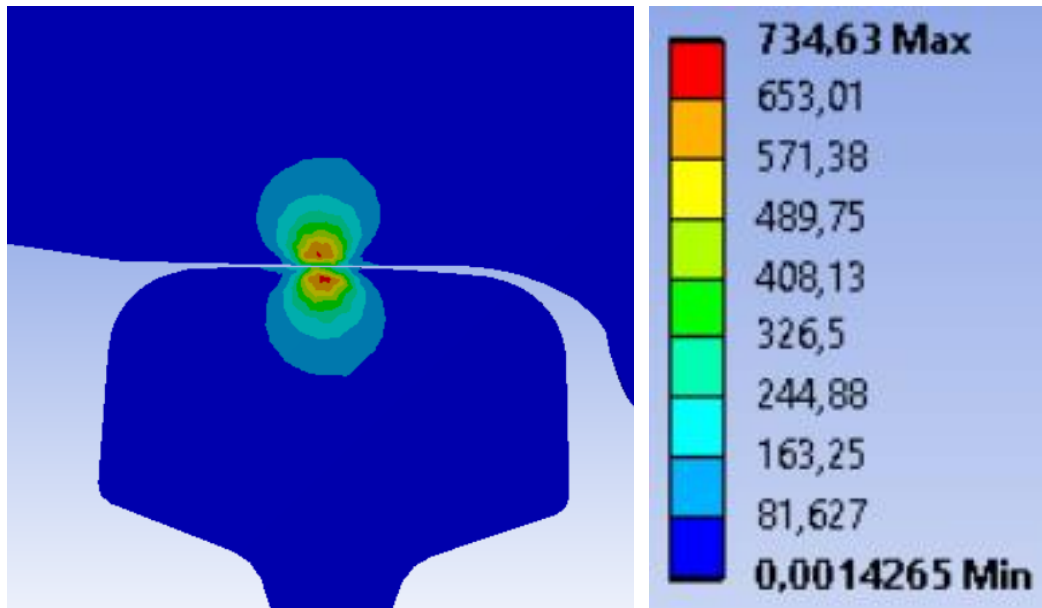


Figura 5.14a Distribución de la tensión en el lado izquierdo [MPa], para carga lateral de 1 t

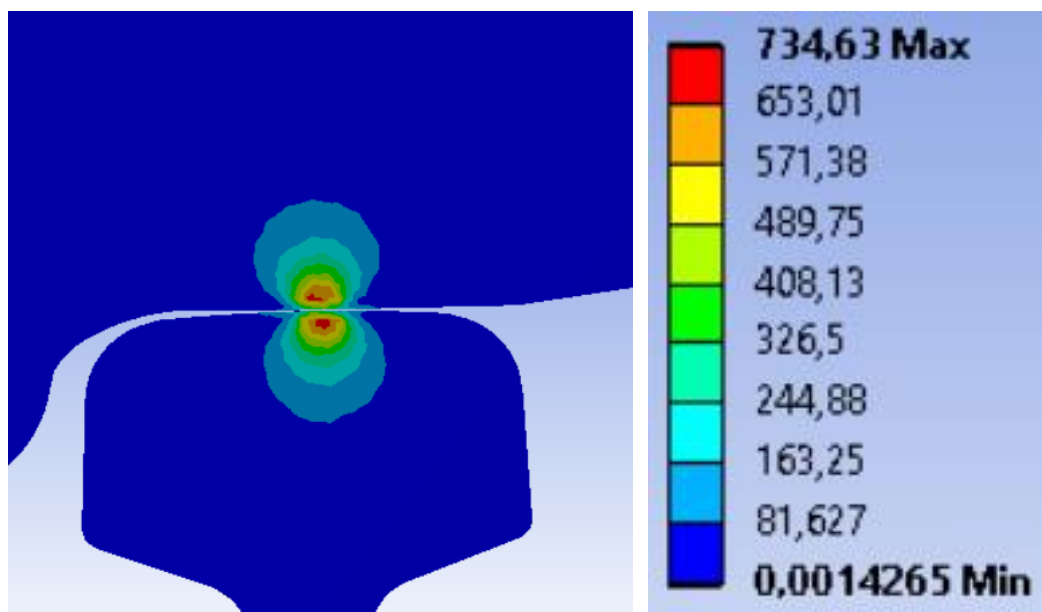


Figura 5.14b Distribución de la tensión en el lado derecho [MPa], para carga lateral de 1 t

Los resultados anteriores de los tres parámetros analizados son muy similares en ambos lados, debido a que, desde que se aplica una carga lateral de 0,25 t hasta 1 t solo existe una superficie de contacto en cada lado.

Es a partir de la aplicación de una carga lateral de 1,25 t cuando se producen cambios notorios entre los resultados obtenidos en un lado y otro.

➤ **Carga lateral de 1,25 t.**

Como puede observarse en la Figura 5.15, el área de contacto en el lado izquierdo apenas varía en comparación con el ensayo anterior (1 t). Sin embargo, en el lado derecho, la parte superior de la pestaña de la rueda comienza a contactar con el carril, lo que provoca que haya dos superficies de contacto y el área se incremente de manera notable.

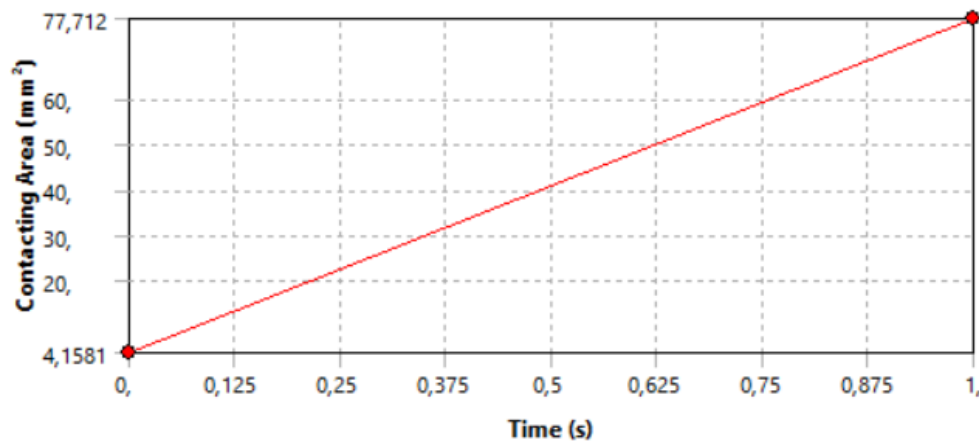


Figura 5.15a Área de contacto en el lado derecho para carga lateral de 1,25 t

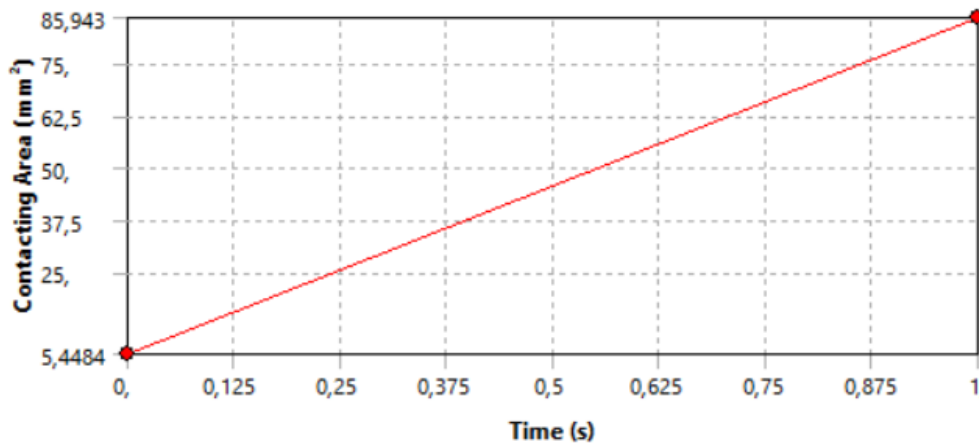


Figura 5.15b Área de contacto en el lado izquierdo para carga lateral de 1,25 t

Por lo que se refiere a la presión de contacto, en la Figura 5.16 se pueden distinguir dos superficies de contacto en el lado derecho, lo que es coherente con el aumento de área mencionado anteriormente. Además, se puede apreciar que en el lado izquierdo la zona de máxima presión ocupa un área menor que en el lado derecho.

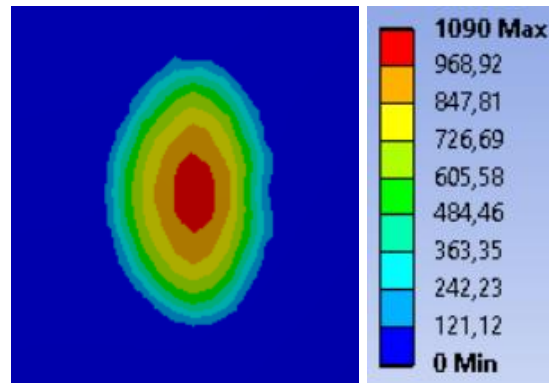


Figura 5.16a Distribución de la presión en el lado izquierdo [MPa], para carga lateral de 1,25 t

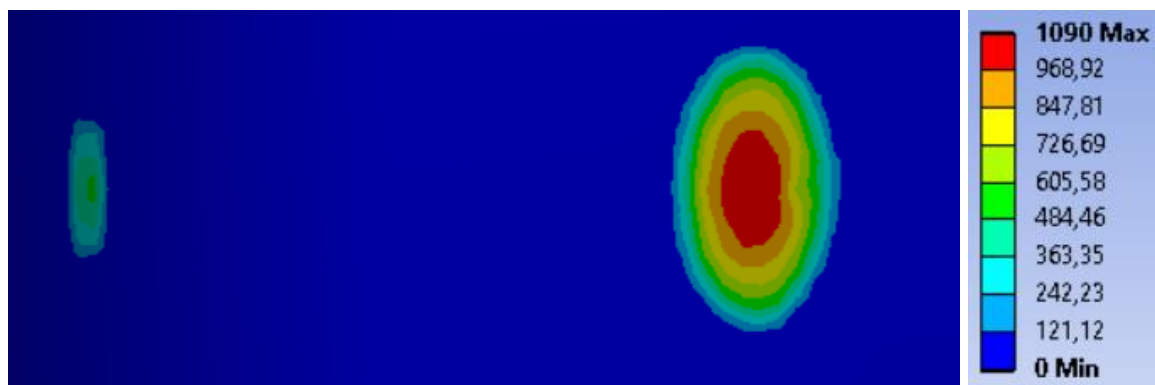


Figura 5.16b Distribución de la presión en el lado derecho [MPa], para carga lateral de 1,25 t

La distribución de la tensión equivalente de Von Mises también sufre cambios apreciables entre el lado izquierdo y el derecho, con un comportamiento similar al de la presión, reduciéndose la zona de tensión máxima en el lado izquierdo y aumentando en la banda de rodadura del derecho (Figura 5.17).

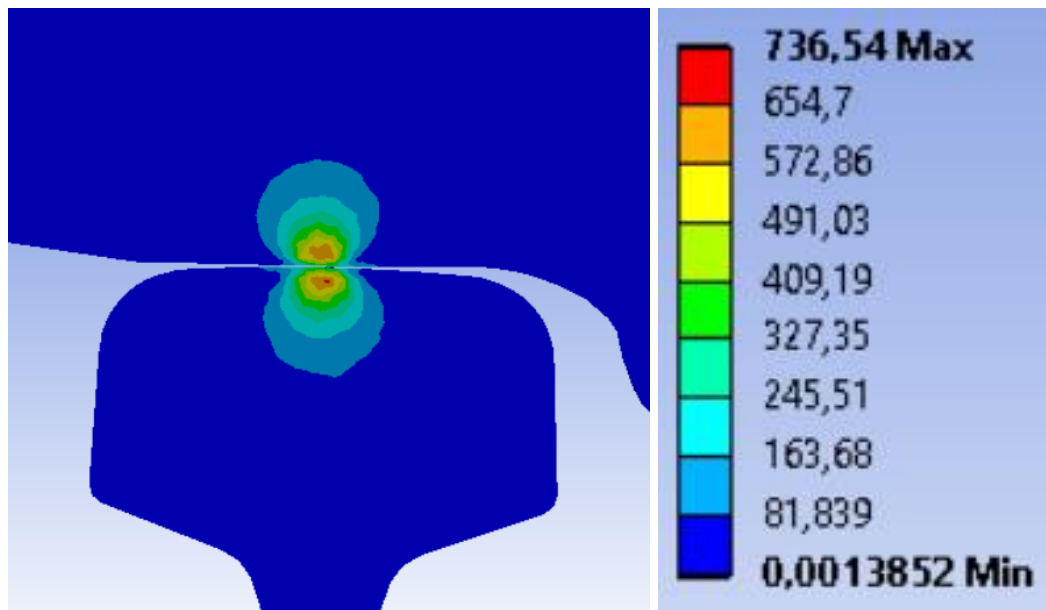


Figura 5.17a Distribución de la tensión en el lado izquierdo [MPa], para carga lateral de 1,25 t

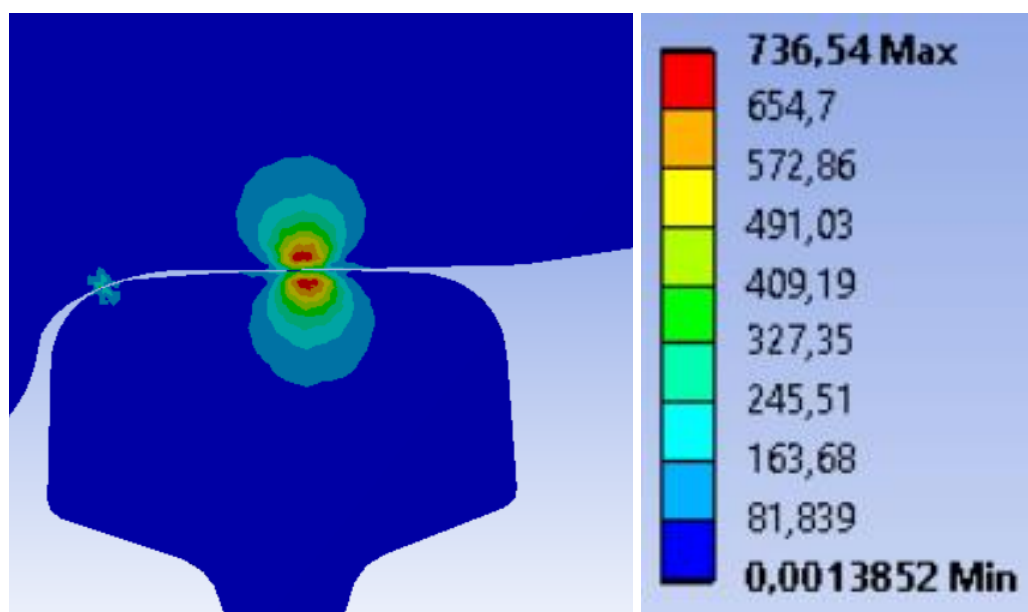


Figura 5.17b Distribución de la tensión en el lado derecho [MPa], para carga lateral de 1,25 t

En los sucesivos incrementos de carga lateral, los valores de presión de contacto máxima y tensión de Von Mises máxima van reduciéndose en las bandas de rodadura de ambos lados y aumentando en la zona de contacto entre la pestaña y la rueda del lado derecho, donde finalmente se dan los valores máximos.

En la Figura 5.18 se presentan los resultados de la presión para una carga lateral de 2,5 t. Como se puede observar, la presión máxima que se alcanza en el lado izquierdo para

una carga lateral de 2,5 t es de 1168,8 MPa. Atendiendo a la figura correspondiente al lado derecho, se puede apreciar que el máximo valor de la presión se da en el contacto entre la pestaña superior de la rueda y el carril, alcanzando un valor de 2103,8 MPa, mientras que en la banda de rodadura derecha el máximo valor que alcanza la presión es de 935,03 MPa.

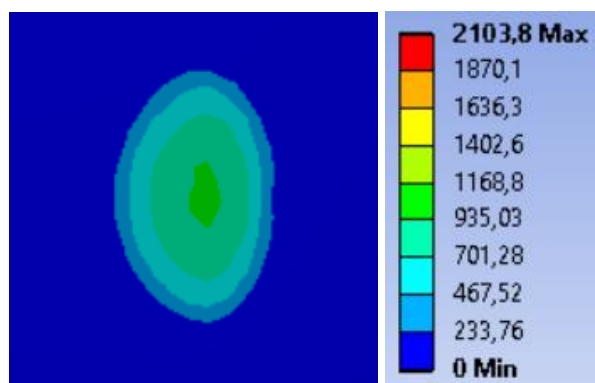


Figura 5.18a Distribución de la presión en el lado izquierdo [MPa], para carga lateral de 2,5 t

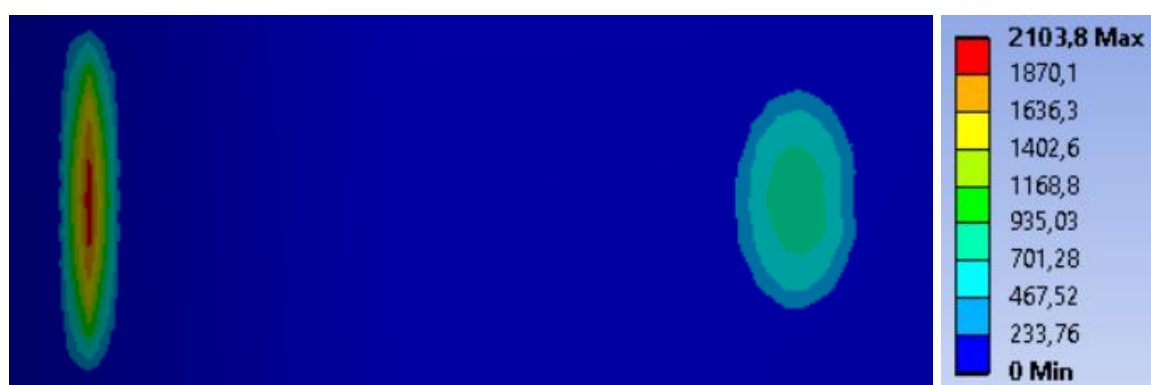


Figura 5.18b Distribución de la presión en el lado derecho [MPa], para carga lateral de 2,5 t

En la Figura 5.19 se presentan los valores de la tensión equivalente de Von Mises para una carga lateral de 2,5 t. Se puede observar que en el lado izquierdo la máxima tensión es de 707,02 MPa. En cuanto al lado derecho, el valor máximo de la tensión se da en la zona de contacto pestaña-carril, que es de 1272,6 MPa, mientras que en la banda de rodadura es de 565,61 MPa.

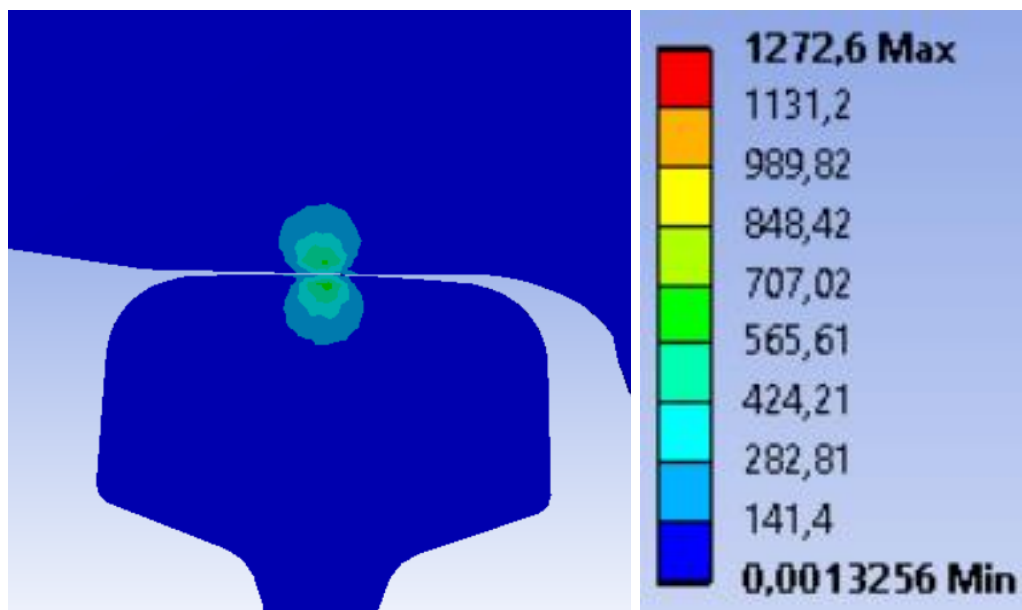


Figura 5.19a Distribución de la tensión en el lado izquierdo [MPa], para carga lateral de 2,5 t

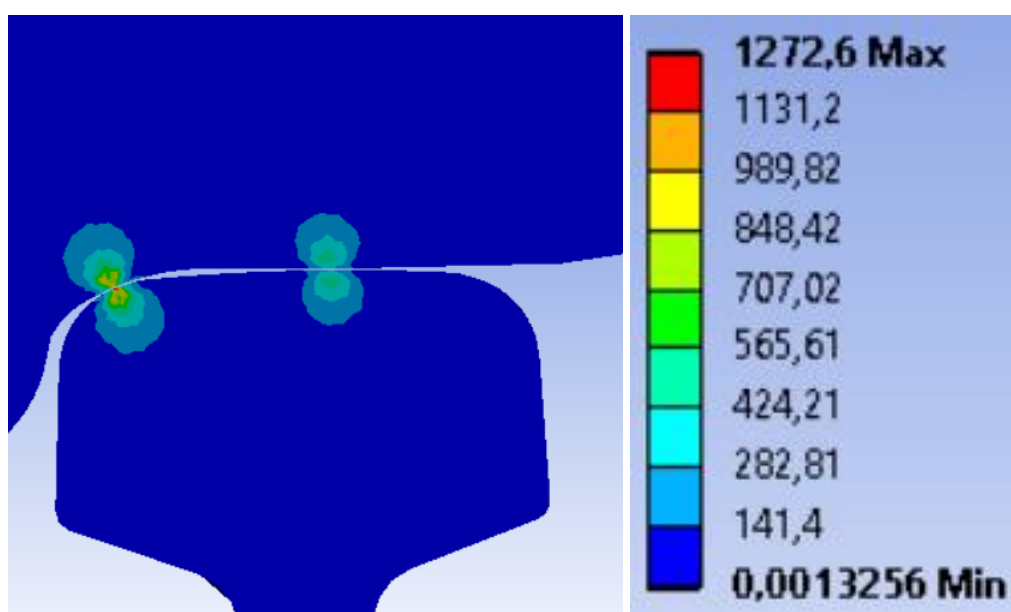


Figura 5.19b Distribución de la tensión en el lado derecho [MPa], para carga lateral de 2,5 t

En cuanto al área de contacto, en la Tabla 5.2 se recoge su valor en cada lado con respecto a cada carga lateral aplicada.

Tabla 5.2 Área de contacto para cada carga lateral aplicada

Carga lateral [t]	Área de contacto [mm ²]	
	Lado izquierdo	Lado derecho
0,25	76,358	76,486
0,50	77,103	77,222
0,75	75,476	76,130
1	77,314	77,665
1,25	77,712	85,943
1,50	78,162	86,947
1,75	79,798	86,833
2	77,904	84,212
2,25	77,293	80,449
2,50	76,708	79,711

Como puede observarse en la Figura 5.20, el área de contacto sufre incrementos y disminuciones en función de la carga aplicada, en ambos lados. Se puede afirmar que en el lado derecho el área de contacto es siempre mayor que en el izquierdo, debido al sentido de la carga lateral.

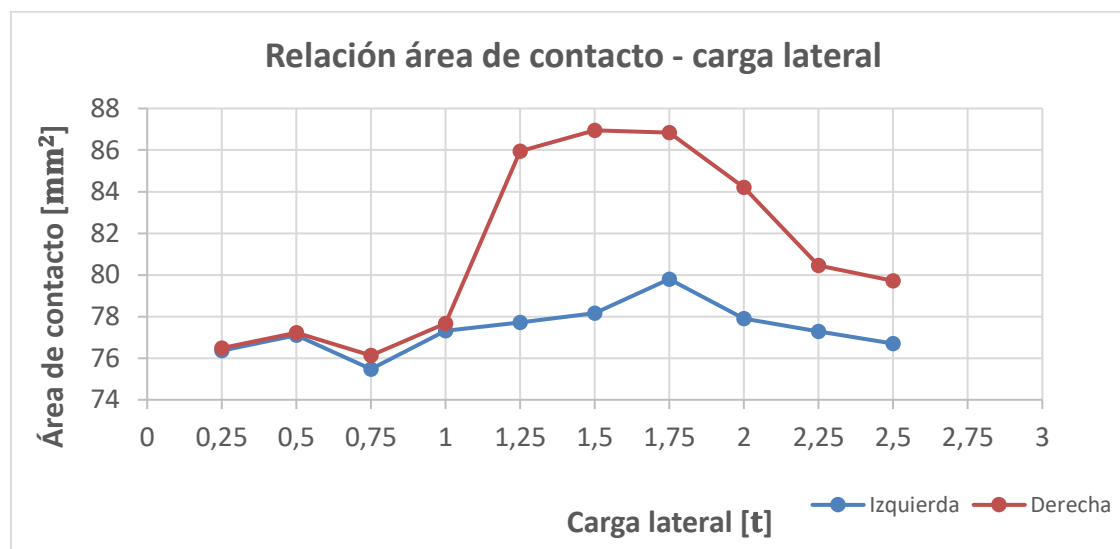


Figura 5.20 Relación entre el área de contacto en cada lado y la carga lateral aplicada

También se puede observar que, cuanto mayor es la carga lateral aplicada, el área con forma elíptica que se origina debido al contacto de la parte de superior de la pestaña de la rueda con el carril, va teniendo el semieje en dirección longitudinal (dirección de la marcha) más largo (ver **Anexo C**).

Por último, cabe destacar que la zona más crítica, debido a la elevada presión y tensión, es la de contacto entre el carril derecho y la parte superior de la pestaña de la rueda derecha.

6. Presupuesto y entorno socioeconómico

6.1 Entorno socioeconómico

En el ámbito del transporte, es bien sabido que el sector ferroviario tiene un importante impacto económico en la sociedad.

En España, el Ministerio de Fomento dispone, en el área dedicada al sector ferroviario, del denominado “*Observatorio del Ferrocarril en España*” (OFE). El OFE recopila los datos relacionados con las infraestructuras ferroviarias, el transporte de viajeros y mercancías, el tráfico ferroportuario y diversos aspectos sociológicos y medioambientales. Esta actividad, entre otras cosas, permite conocer el impacto socioeconómico del transporte ferroviario a través de informes sobre población activa y gasto medio en transporte público, distribución de las inversiones y tablas comparativas con otros países europeos [30].

Asimismo, sistematiza la información estadística nacional y europea, y aporta información adicional sobre la demanda actual y las tendencias predominantes en los nuevos escenarios, incorporando nuevos procesos en el sector, así como información ya existente pero no normalizada anteriormente entre las diferentes administraciones.

El Ministerio de Fomento ha hecho público, en febrero de 2019, el “*Informe de 2017 del OFE*”, en el que se recogen distintos indicadores que permiten conocer la situación del sector ferroviario y su evolución histórica. Entre los datos contenidos en el mismo se observa que, a partir de 2008, las inversiones del Estado en infraestructuras de transporte han disminuido drásticamente, siendo normalmente la que recibe mayor aportación presupuestaria la de transporte por carretera, situándose en segundo lugar la de transporte por ferrocarril, excepto en los años 2008, 2011 y 2012, en los que fue la primera. En la Figura 6.1 se aprecia la distribución de las inversiones por modo de transporte del 2017 (últimos datos publicados) [31].

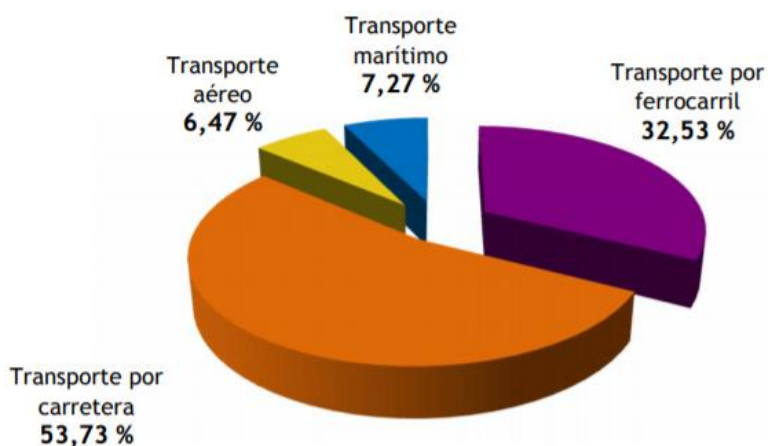


Figura 6.1 Distribución de las inversiones por modo de transporte (2017)

Además, cabe mencionar la labor que desempeña la llamada *“Plataforma Tecnológica Ferroviaria Española”* (PTFE), que es una herramienta al servicio del sector ferroviario, liderada por la industria, para definir la *“visión a largo plazo”* y la *“Agenda Estratégica de Investigación del Sector Ferroviario”*, con el objetivo de conseguir los avances científicos y tecnológicos que aseguren la competitividad, la sostenibilidad y el crecimiento del ferrocarril español. Su misión principal es alinear las estrategias de los diferentes agentes, concentrar los esfuerzos de I+D+i y reducir la fragmentación en el espacio de la investigación ferroviaria española [32].

Entre sus miembros se encuentran:

- Administraciones Públicas.
- Operadores y Administradores Ferroviarios.
- Empresas.
- Universidades, entre las que se encuentra la UC3M, y Centros de Investigación.
- Fundaciones y Asociaciones.

Como proyectos recientes, es interesante señalar:

El de Adif, Atevi y Tria, que ha recibido la autorización de entrada en servicio por parte de la *“Agencia Estatal de Seguridad Ferroviaria”*, tras el desarrollo de ensayos de laboratorio, con aplicación de cargas de hasta 38 toneladas por eje, y de ensayos de circulación [33].

Los de Talgo [34]:

- Con Deutsche Bahn, firmado en febrero de 2019, que incluye la fabricación de 23 trenes.
- En *“joint venture”* con la empresa SYSTRA, para remodelar 121 vehículos ferroviarios de la Southern California Regional Rail Authority (SCRRA).

Todos estos proyectos, y otros tantos que se prevé sean adjudicados en el corto y en el medio plazo a empresas españolas, se deben a que España es un referente internacional en el sector ferroviario.

6.2 Presupuesto

I) Autor

Carlos San Segundo Cordero.

II) Departamento

Ingeniería Mecánica.

III) Título del proyecto

Estimación del contacto rueda-carril con ANSYS.

IV) Duración del proyecto

6 meses.

V) Desglose presupuestario

Los costes directos del proyecto se han dividido en:

- Equipos informáticos.
- Softwares.
- Personal.

Para el cálculo del coste directo de equipos informáticos (Tabla 6.1) y softwares (Tabla 6.2) empleados en la elaboración del proyecto, se ha utilizado la siguiente expresión:

$$C = \frac{t}{d}pu \quad (6.1)$$

Donde:

- t es el periodo de utilización del bien, en meses.
- d es el periodo de depreciación, en meses.
- p es el precio de compra del bien, en euros.
- u es el porcentaje de utilización del bien.

Tabla 6.1 Coste de los equipos informáticos

Equipos informáticos					
Equipo	Precio (€)	Porcentaje de utilización (%)	Periodo de utilización (meses)	Periodo de depreciación (meses)	Coste (€)
Ordenador personal	1.500	90	5	60	112,50
Ordenador universidad	1.000	10	1	48	2,08

Tabla 6.2 Coste de los softwares

Softwares					
Softwares	Precio (€)	Porcentaje de utilización (%)	Periodo de utilización (meses)	Periodo de depreciación (meses)	Coste (€)
ANSYS	36.390	60	5	12	9.097,50
Microsoft Office	126	40	3	12	12,60

Por último, se presenta la Tabla 6.3, en la que se detalla el coste de personal.

Tabla 6.3 Coste de personal

Personal				
Nombres	Cargo	Salario (€/mes)	Tiempo de dedicación (meses)	Coste (€)
Higinio Rubio Alonso	Ingeniero tutor	2.700	1	2.700
Carlos San Segundo Cordero	Ingeniero alumno	1.000	4	4.000

Además de los costes directos anteriormente citados, hay que tener en cuenta los indirectos (desplazamientos, comidas, consumo eléctrico y otros), que se supondrán como un 20% de los directos.

A la suma de todos los costes anteriores habría que añadir el impuesto a imputar en este caso (IVA), estimado en un 21%. En la Tabla 6.4 se recoge el resumen de costes del proyecto.

Tabla 6.4 Resumen de costes

Concepto	Valor (€)
Costes directos	15.924,68
Costes indirectos	3.184,94
Coste antes de impuestos	19.109,62
IVA	4.013,02
Coste total del proyecto	23.122,64

7. Conclusiones y trabajos futuros

7.1 Conclusiones

Llegados al final del proyecto se puede afirmar que el objetivo principal del mismo *“estudiar el fenómeno del contacto rueda-carril utilizando el software ANSYS”* se ha logrado a plena satisfacción.

Tras la realización de este trabajo, las conclusiones y aportaciones que se pueden extraer son las siguientes:

- Se ofrece un análisis y selección de información sobre los conocimientos actuales en el sector ferroviario y se ha comprobado el impacto en la economía mundial y en el conjunto de la sociedad.
- Se han explicado y aplicado los conceptos fundamentales relacionados con la vía y el vehículo ferroviario y se han presentado las principales teorías utilizadas a lo largo de la historia para resolver el problema del contacto rueda-carril. De esta forma, es posible conocer los antecedentes en este ámbito y compararlos con los resultados obtenidos en este trabajo.
- El estudio del contacto rueda-carril, en este trabajo, se ha realizado mediante un análisis estático, haciendo uso del programa de simulación por elementos finitos *“ANSYS Workbench”*, que se ha demostrado muy apto para este tipo de análisis.
- Se ha elaborado una geometría de los elementos diseñados (ruedas, carriles y eje) que cumple la normativa vigente, creando un modelo realista de los componentes mecánicos que conforman el conjunto de rodadura a simular.
- Se ha realizado un mallado del conjunto de rodadura, especialmente preciso en las zonas de contacto, de forma que los resultados obtenidos sean más estrictos y fiables.
- De los resultados obtenidos se concluye que es muy importante realizar un mallado muy fino en la zona de contacto rueda-carril. La calidad de mallado en zonas lejanas a las del contacto no influye de forma significativa en los resultados de los parámetros estudiados. Por ello, realizar un mallado menos fino en las partes alejadas del contacto rueda-carril permitió reducir el tiempo de cálculo del programa considerablemente.
- Con las simulaciones, se han efectuado dos análisis diferentes:
 - En el primer análisis se somete al conjunto de rodadura a una serie de diferentes cargas, puramente verticales.
 - En el segundo, se introducen diferentes cargas laterales, manteniendo constante una carga vertical.

- Tras efectuar la simulación por computador, se han analizado los resultados, centrándose en la tensión equivalente de Von Mises, la presión de contacto y el área de contacto entre la rueda y el carril.
- Se han conseguido realizar los ensayos de simulación de contacto rueda-carril exitosamente, obteniendo resultados coherentes con las teorías explicadas al inicio de este documento.
- Tras realizar los análisis correspondientes, los resultados esperados se han verificado plenamente.
 - Además, en el análisis donde se varía la carga lateral con carga vertical fija, se ha podido determinar el punto crítico, cuando se establece el contacto entre la pestaña de la rueda y la zona lateral del carril.

7.2 Trabajos futuros

Para una futura mejora de los estudios llevados a cabo en este proyecto, a continuación se proponen una serie de ideas:

- Establecer en un modelo real, como el analizado en este proyecto, los mismos ensayos que en éste, tomando las medidas que se dan en la realidad y compararlas con los resultados obtenidos aquí.
- Realizar un estudio más detallado del tamaño y tipo de la malla, en la zona de contacto entre la rueda y el carril, para conseguir de esta manera resultados más exactos.
- Hacer un análisis dinámico del contacto rueda-carril.
- Con la finalidad de que los resultados se asemejen más a lo que sucede en la realidad, los ensayos se deberían realizar utilizando materiales elastoplásticos.
- En las pruebas en las que se ha ido variando la carga lateral, dejando constante la vertical, convendría incluir un peralte para estudiar lo que ocurre en el contacto rueda-carril en una curva real.

8. Bibliografía

8.1 Bibliografía

- [1] http://www.adif.es/es_ES/infraestructuras/circulacion/circulacion.shtml.
- [2] <https://espanaglobal.gob.es/actualidad/econom%C3%ADa/tecnolog%C3%ADa-ferroviaria-para-el-mundo>.
- [3] González Fernández, F.J. & Fuentes Losa, J. Ingeniería Ferroviaria, Segunda edición actualizada y ampliada, UNED, 2010.
- [4] D. Álvarez Mántaras, P. Luque Rodríguez. Ferrocarriles: ingeniería e infraestructura de los transportes. Universidad de Oviedo. Servicio de publicaciones, 2003.
- [5] Escuela técnica superior de ingenieros en topografía, geodesia y cartografía. Ingeniería ferroviaria. Universidad Politécnica de Madrid, 2016.
- [6] Balasto y sub-balasto para vías férreas - VII SEVEFEME 2011.
- [7] Estudio Informativo Eje Atlántico de Alta Velocidad. Tramo A Coruña – Betanzos (A Coruña). ANEJO N° 9.- Infraestructura y superestructura de vía.
- [8] Isidro Alfonso Carrascal Vaquero. Optimización y análisis de comportamiento de sistemas de sujeción para vías de ferrocarril de alta velocidad española. Universidad de Cantabria. Tesis doctoral, Santander 2006.
- [9] Beatriz Mora Ramos. Modelado y simulación de un bogie. Universidad Carlos III de Madrid. Trabajo Fin de Grado, Leganés 2014.
- [10] <http://www.fcmaf.es/Diccionario/E.htm>.
- [11] Álvaro Presno Vélez. Presencia de defectos en las ruedas de ferrocarril y su inspección. Universidad de Oviedo. Trabajo Fin de Máster, 2013.
- [12] Pilar Jiménez Gómez. Apuntes de ferrocarriles. Universidad Politécnica de Cartagena. Curso 2016 – 2017.
- [13] José María Estella Pozo. Estudio conceptual de una suspensión activa para rodaduras mono eje de alta velocidad. Universidad Pontificia Comillas. Trabajo Fin de Máster, Madrid 2018.
- [14] <http://www.railway-technical.com/archive/vehicle-suspension-systems.pdf>
- [15] Ahmed A. Shabana, Khaled E. Zaazaa, Hiroyuki Sugiyama. Railroad Vehicle Dynamics: A Computational Approach, 2007
- [16] Vijay K. Garg, Rao V. Dukkipati. Dynamics of Railway Vehicle Systems, 1984.
- [17] Manuel Melis Maynar. Apuntes de introducción a la dinámica lateral del tren y la vía. El contacto rueda-carril y las fuerzas en el contacto: las teorías de Hertz y Kalker, el programa Contact y las rutinas tipo Fastsim. ETS de Ingenieros de Caminos, Canales y Puertos, Cátedra de Ferrocarriles, 2016.

- [18] J.J. Kalker. Simplified Theory of Rolling Contact. Delft Progr. Rep., Series C: Mechanical and Aeronautical Engineering and Shipbuilding, 1973.
- [19] Kalker, J.J. Three-dimensional elastic bodies in rolling contac. Kluwer Academic, 1990.
- [20] Norma UNE-EN 13261:2009+A1:2011. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes. Requisitos de producto.
- [21] Norma UNE-EN 13103:2010+A1:2011. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ejes portadores. Método de diseño.
- [22] Norma UNE-EN 13262:2005+A1:2009. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Requisito de producto.
- [23] Norma UNE-EN 13715:2007+A1:2011. Aplicaciones ferroviarias. Ejes montados y bogies. Ruedas. Perfil de rodadura.
- [24] Norma UNE-EN 13674-1:2012+A1:2018. Aplicaciones ferroviarias. Vía. Carriles. Parte 1: Carriles Vignole de masa mayor o igual a 46 kg/m.
- [25] Norma NRV 7-3-2.5. Calificación de la vía. Inclinación del carril.
- [26] Norma NRV 7-3-2.0. Calificación de la vía. Ancho de la vía.
- [27] Álvaro Cid Gárgoles. Análisis en ANSYS del contacto rueda-carril. Universidad Carlos III de Madrid. Trabajo Fin de Grado, Leganés 2017.
- [28] Javier Monje Rubio. Análisis del contacto rueda-soporte en sistemas ferroviarios. Universidad Carlos III de Madrid. Trabajo Fin de Grado, Leganés 2017.
- [29] Juan Muñoz Vázquez. Análisis del contacto en los elementos de rodadura de sistemas ferroviarios. Universidad Carlos III de Madrid. Trabajo Fin de Grado, Leganés 2017.
- [30] <https://ffe.es/noticias/noticia.asp?id=1045>.
- [31] Dirección General de Programación Económica y Presupuestos. Ministerio de Fomento. Diciembre 2018.
- [32] Catálogo de Capacidades de I+D+i del Sector Ferroviario Español. Plataforma Tecnológica Ferroviaria Española, 2012.
- [33] <http://elvigia.com/adif-recibe-la-homologacion-del-eje-de-ancho-variable-para-mercancias/>
- [34] <https://www.talgo.com/es/comunicacion/noticia/talgo-incrementa-su-beneficio-neto-un-70-y-obtiene-71-millones-de-euros-en-/>

9. Anexos

Anexo A:

Planos, bocetos y elementos

Anexo B:

Resultados para la variación de cargas verticales

Anexo C:

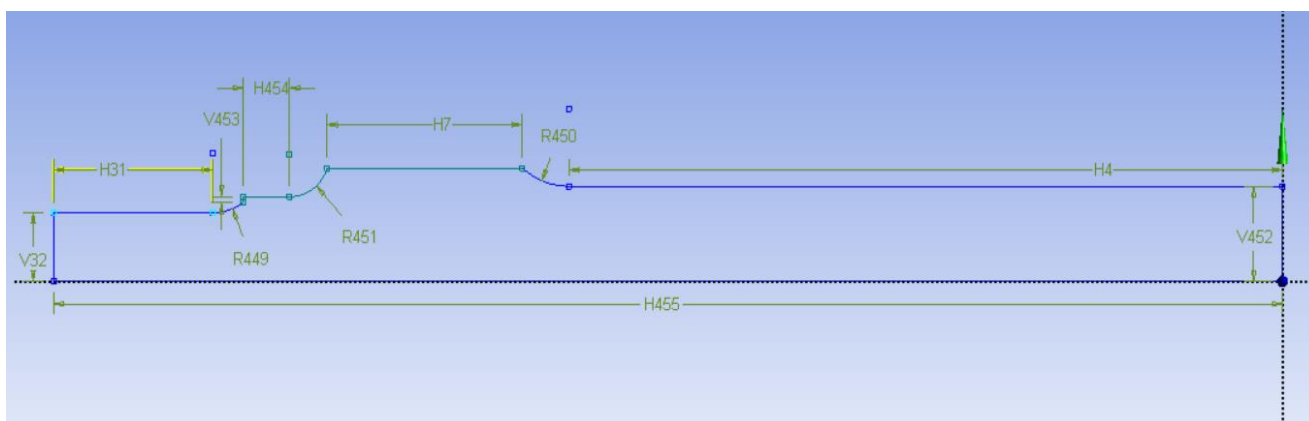
**Resultados para la variación de cargas laterales con
carga vertical constante**

Anexo A:

Planos, bocetos y elementos

A.1 Eje

Boceto del eje

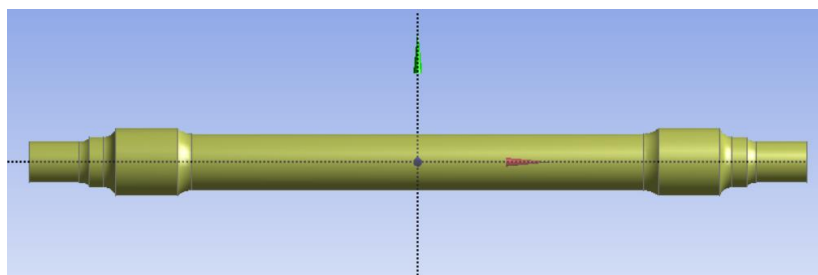


Dimensiones

<input type="checkbox"/> H31	160 mm
<input type="checkbox"/> H4	720 mm
<input type="checkbox"/> H454	47 mm
<input type="checkbox"/> H455	1240 mm
<input type="checkbox"/> H7	197 mm
<input type="checkbox"/> R449	56,317 mm
<input type="checkbox"/> R450	73,471 mm
<input type="checkbox"/> R451	40,241 mm
<input type="checkbox"/> V32	65 mm
<input type="checkbox"/> V452	90 mm
<input type="checkbox"/> V453	5,7 mm

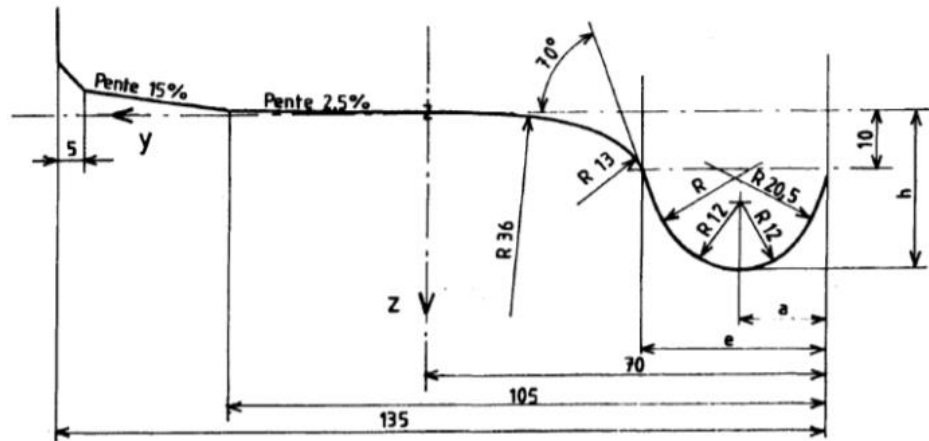
Eje

Partiendo del boceto anterior y mediante las operaciones de revolución y simetría, se genera el eje.

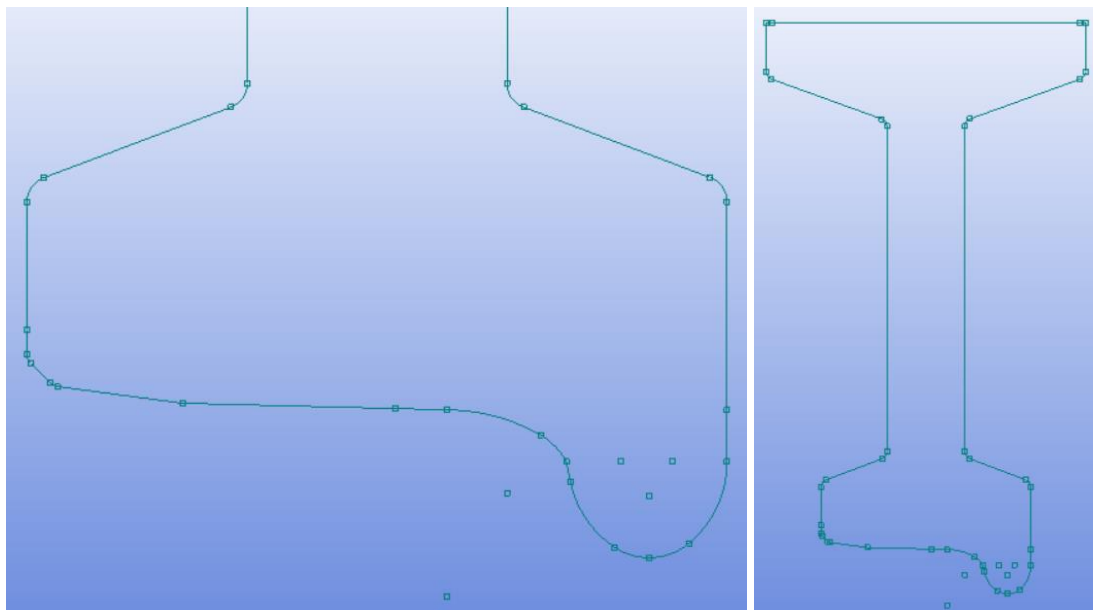


A.2 Ruedas

Perfil GV40

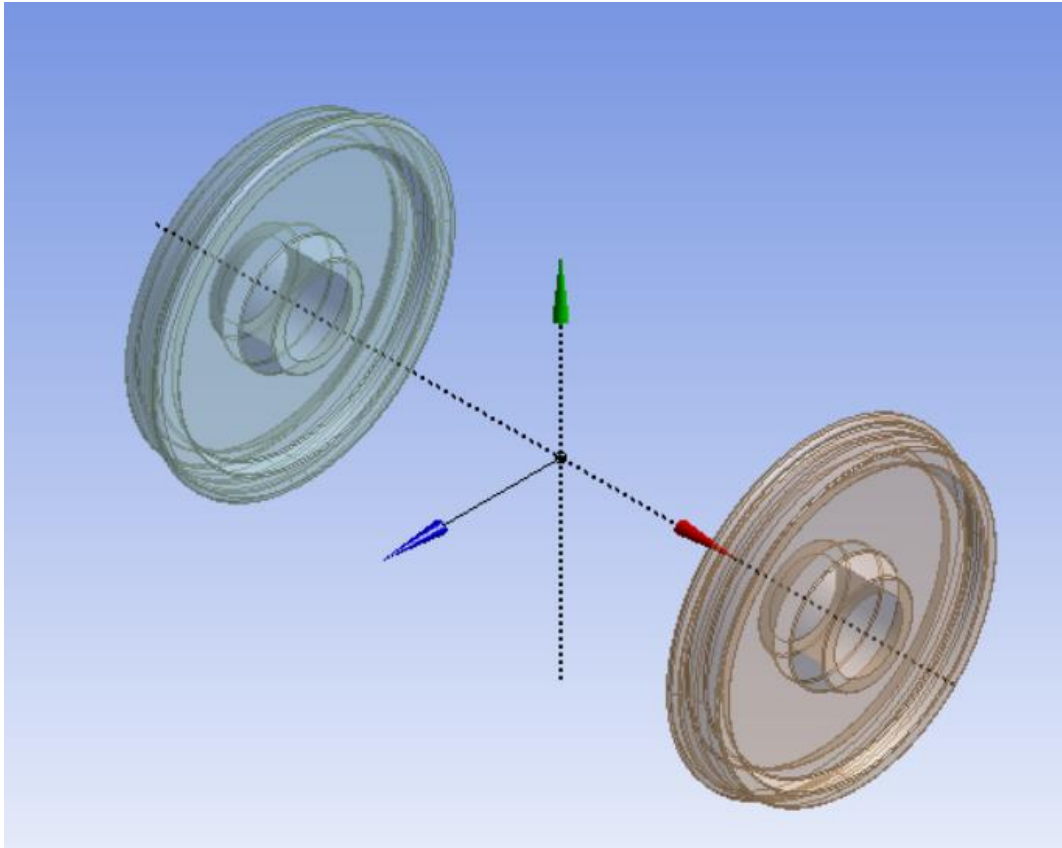


Boceto de las ruedas



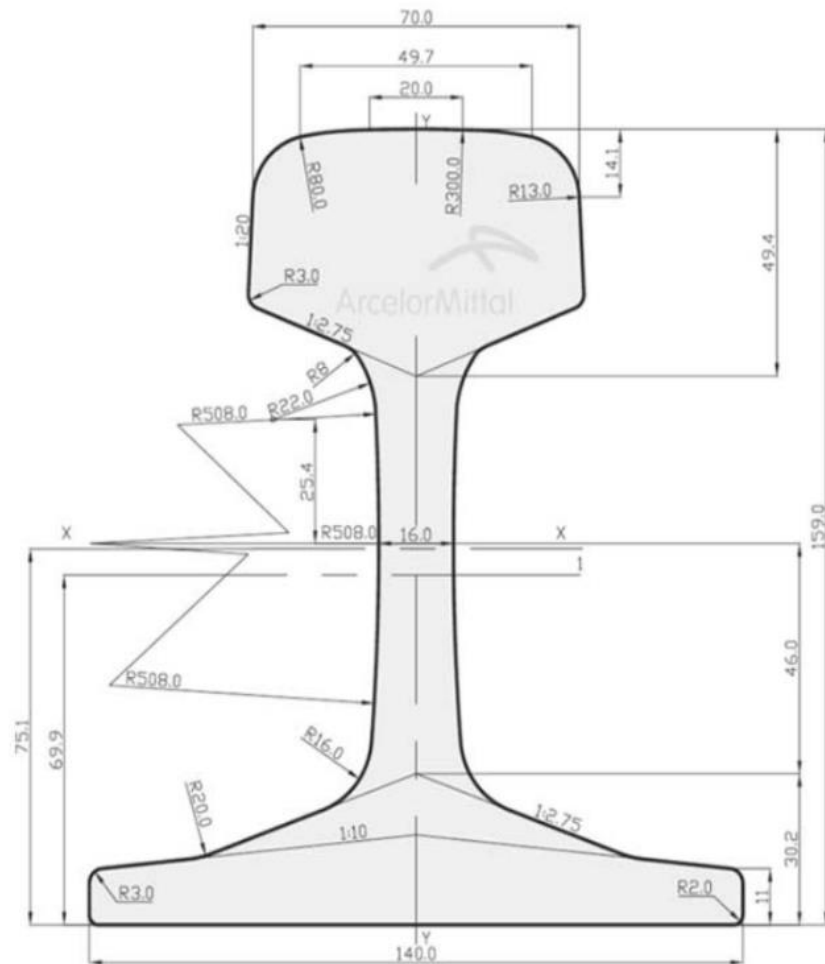
Ruedas

Partiendo del boceto anterior y mediante la operación de revolución, se generan las ruedas.

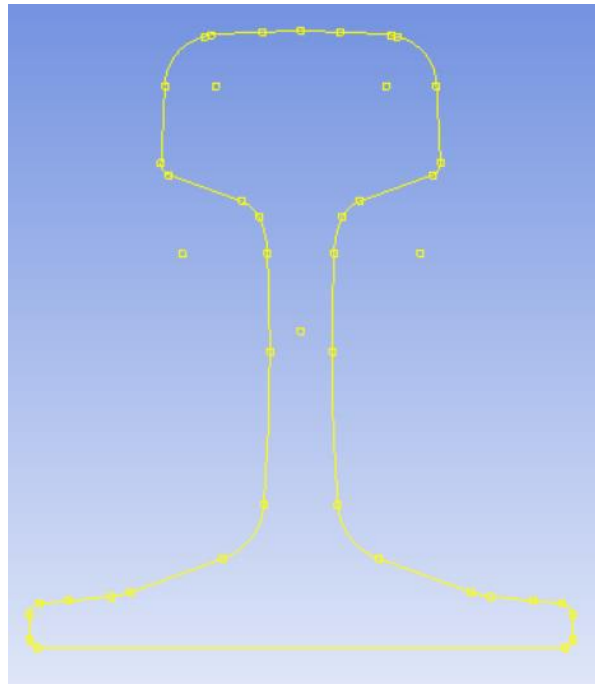


A.3 Carriles

Perfil UIC 54

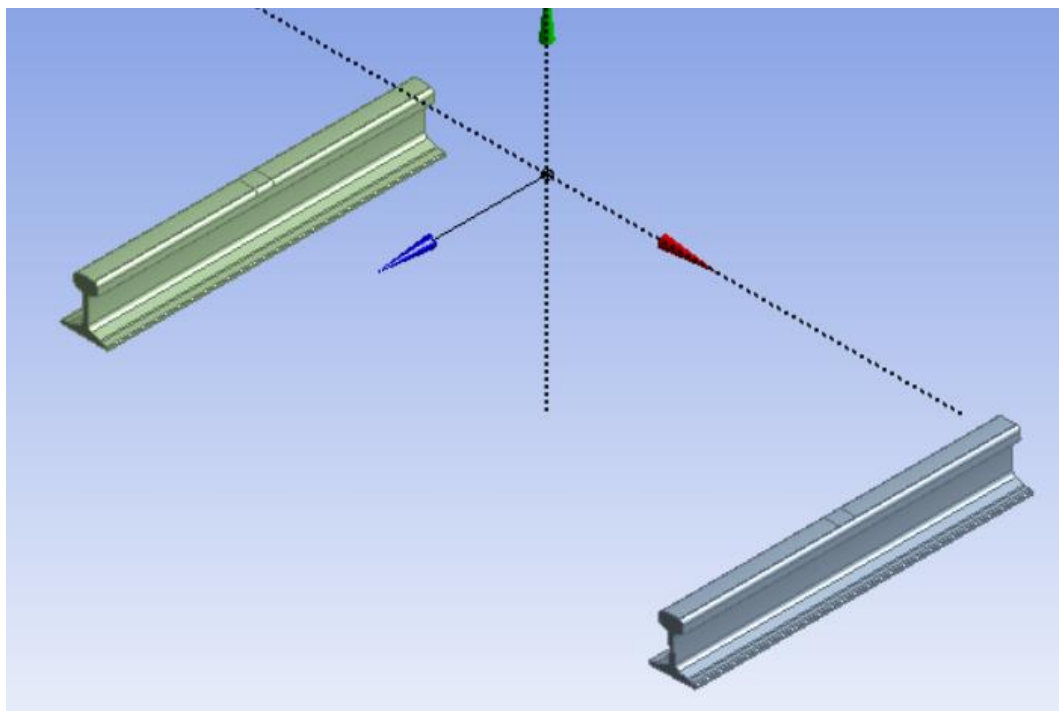


Boceto de los carriles

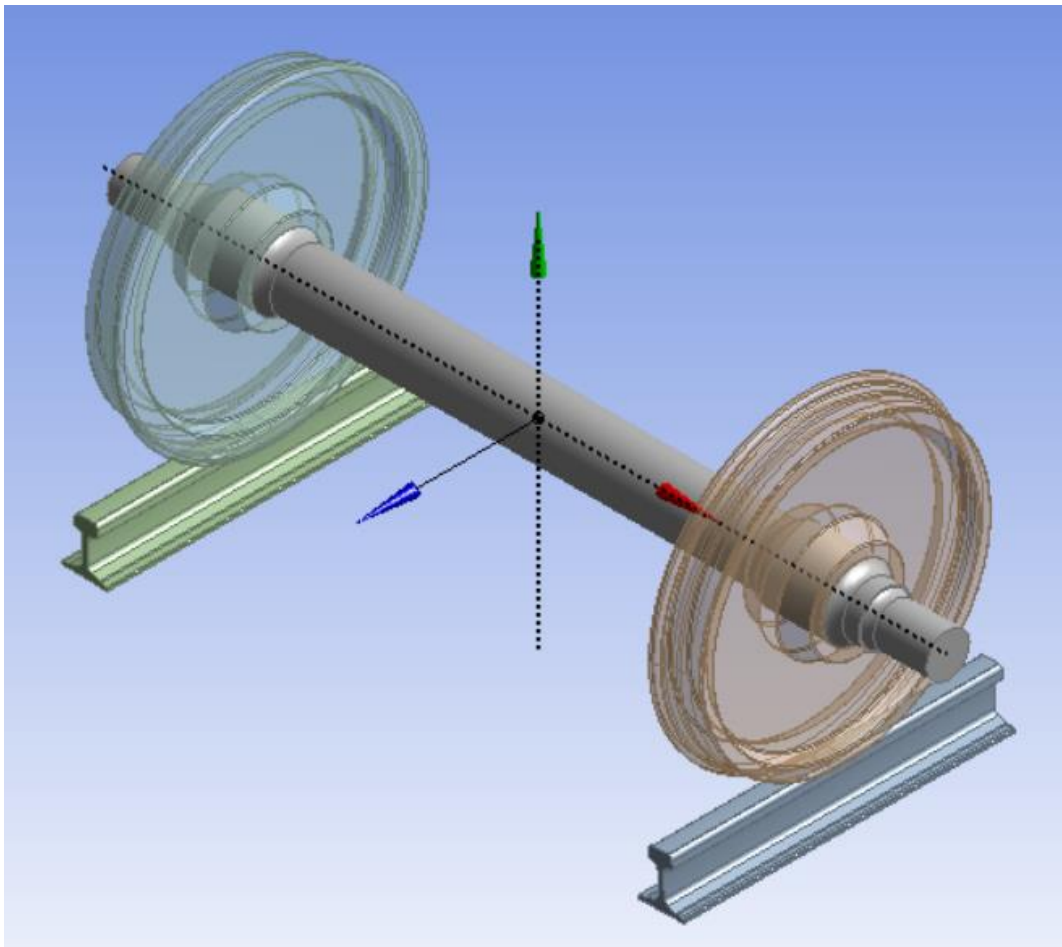


Carriles

Partiendo del boceto anterior y mediante la operación de extrusión y rotación, se generan los carriles.



A.4 Conjunto

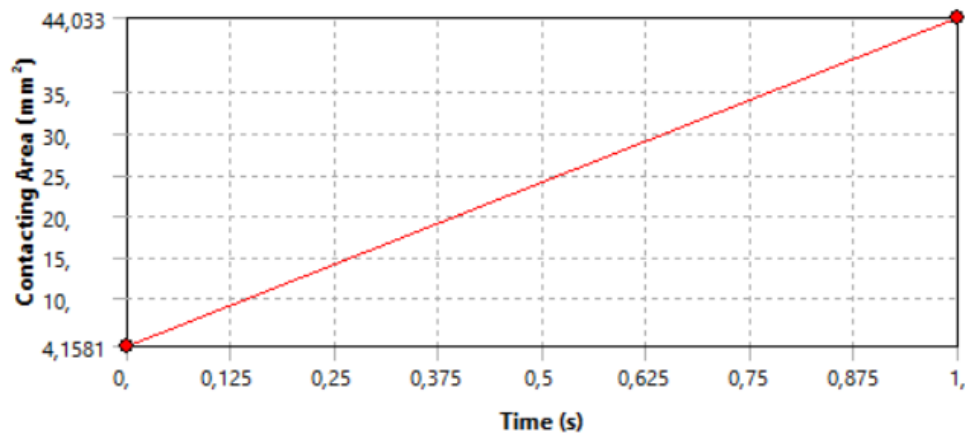


Anexo B:

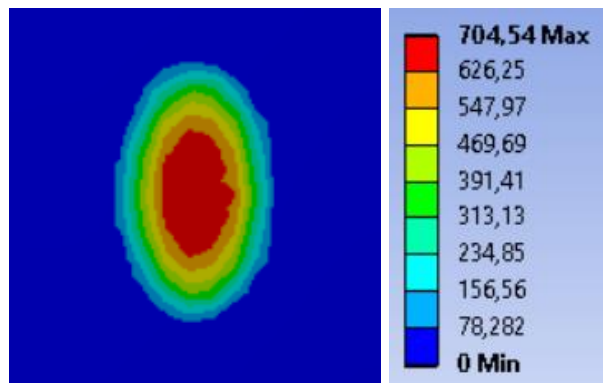
Resultados para la variación de cargas verticales

Carga de 4 t

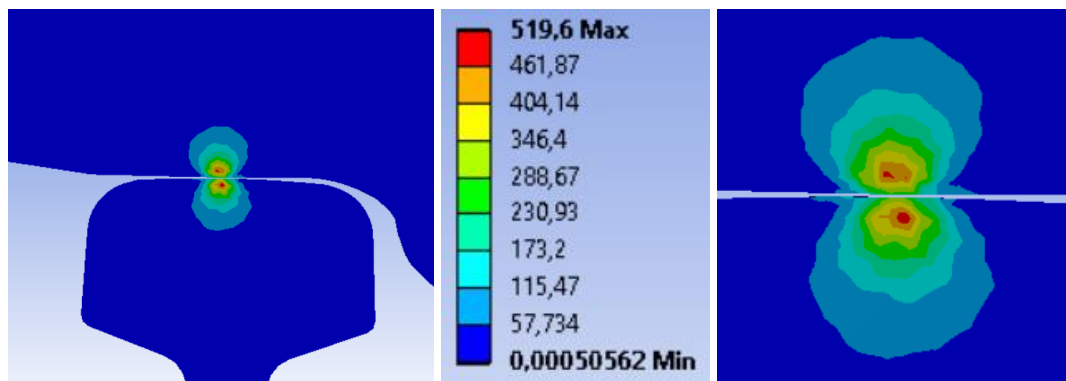
Área de contacto: 44,033 mm²



Presión de contacto máxima: 704,54 MPa

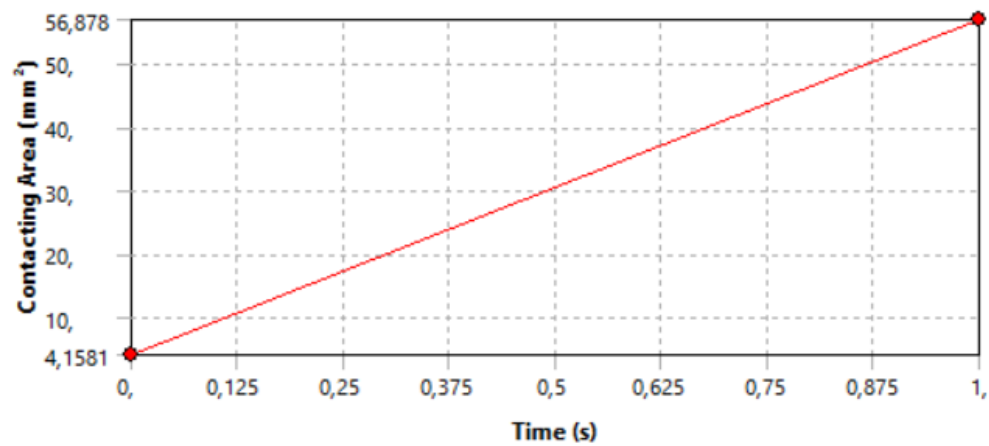


Tensión de Von Mises máxima: 519,60 MPa

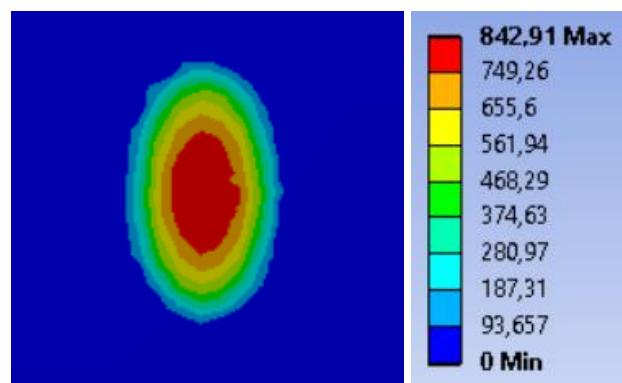


Carga de 6 t

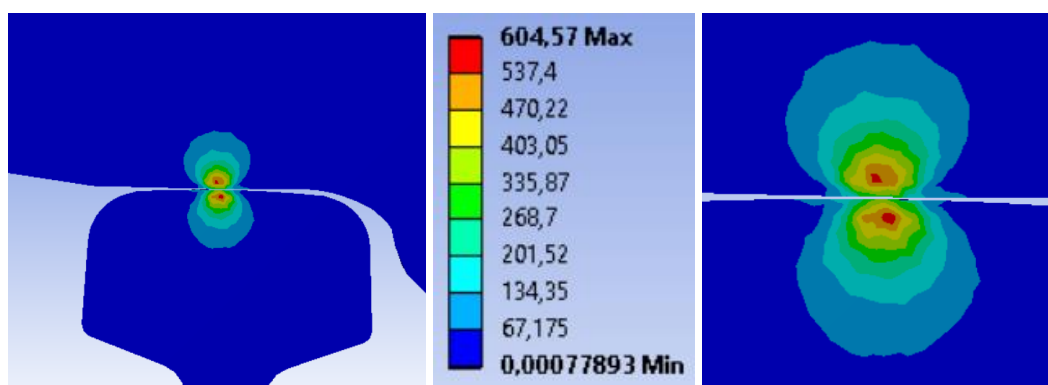
Área de contacto: 56,878 mm²



Presión de contacto máxima: 842,91 MPa

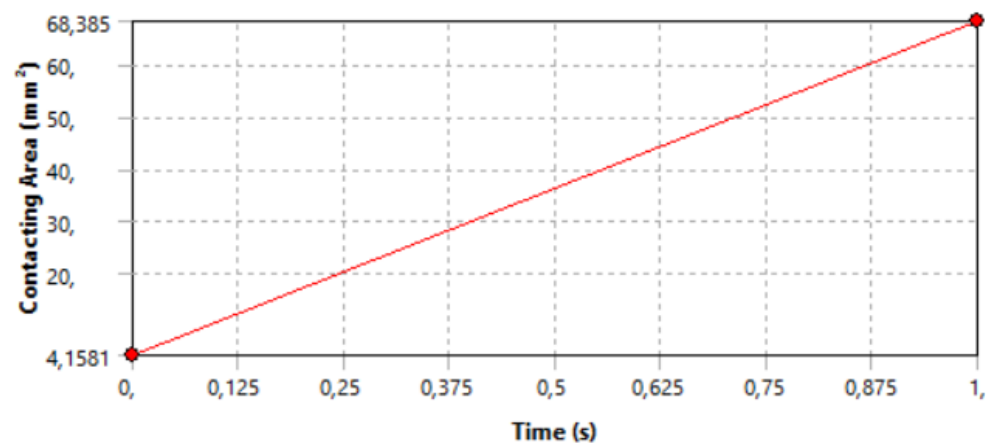


Tensión de Von Mises máxima: 604,57 MPa

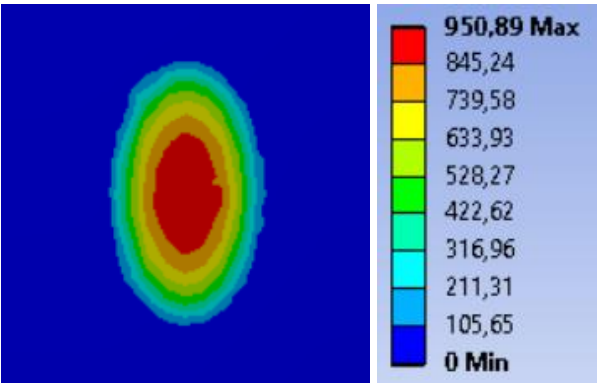


Carga de 8 t

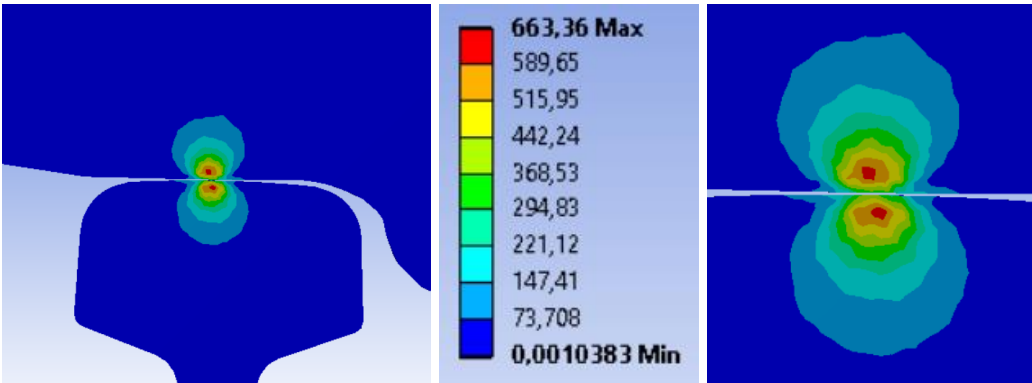
Área de contacto: 68,385 mm²



Presión de contacto máxima: 950,89 MPa

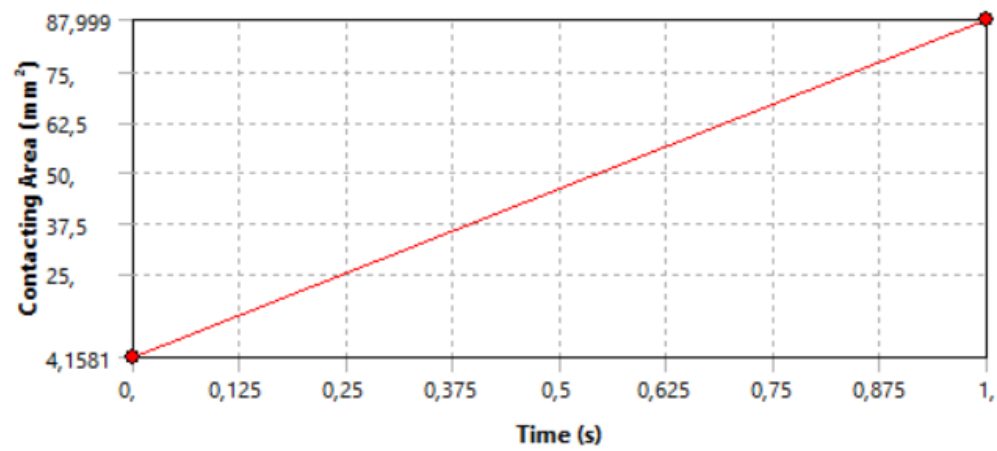


Tensión de Von Mises máxima: 663,36 MPa

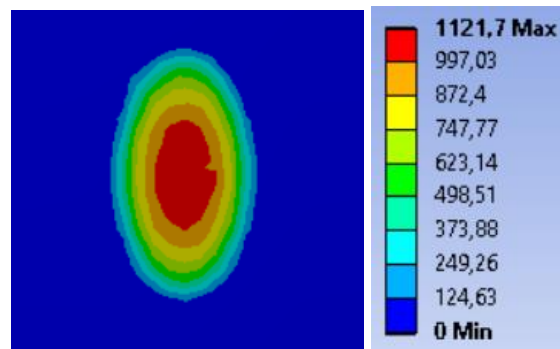


Carga de 12 t

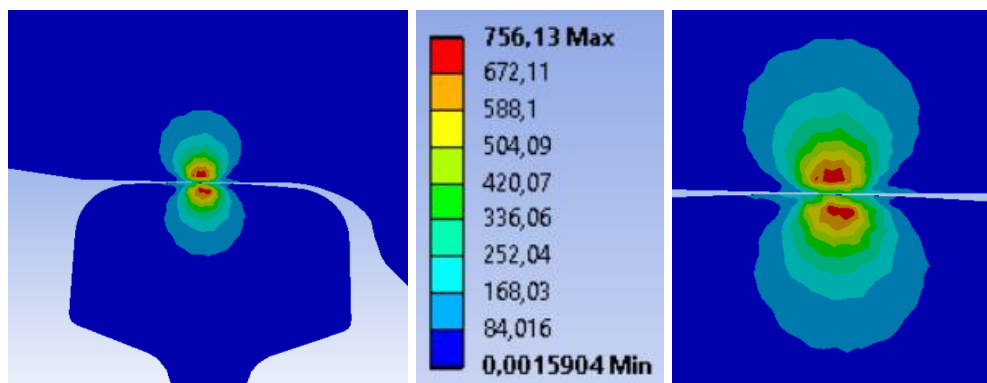
Área de contacto: 87,999 mm²



Presión de contacto máxima: 1121,7 MPa

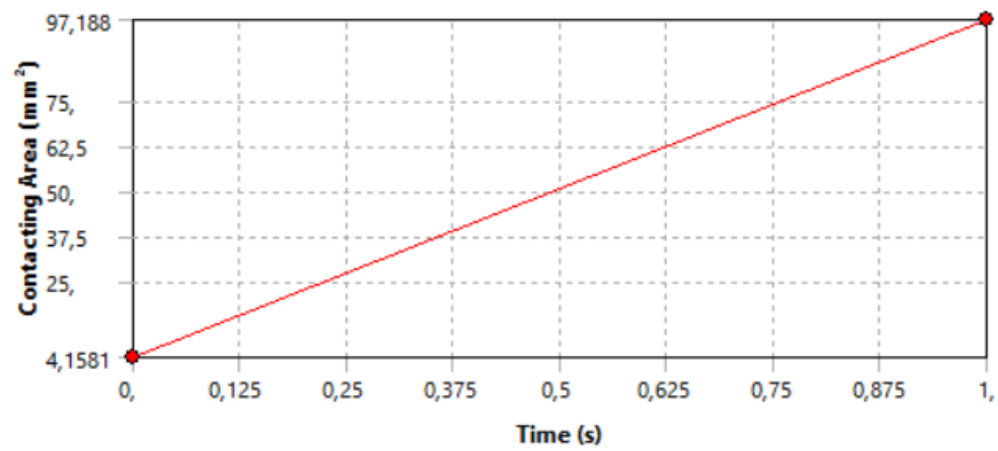


Tensión de Von Mises máxima: 756,13 MPa

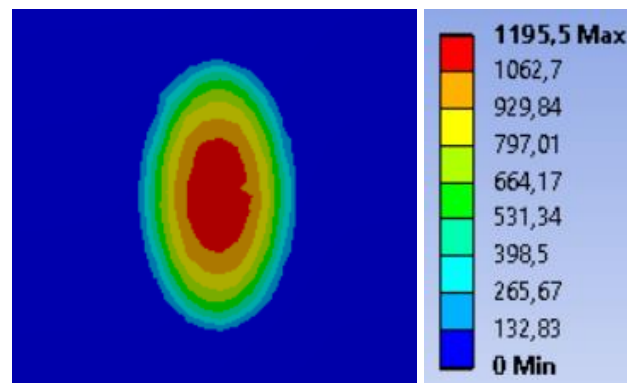


Carga de 14 t

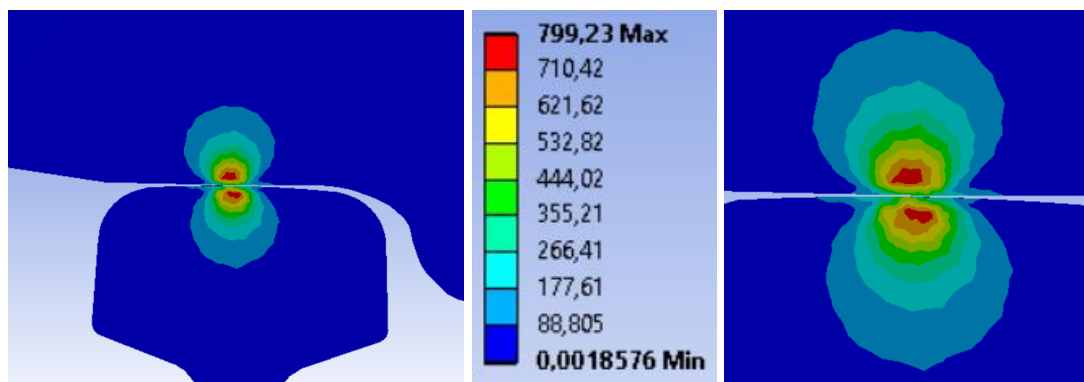
Área de contacto: 97,188 mm²



Presión de contacto máxima: 1195,5 MPa

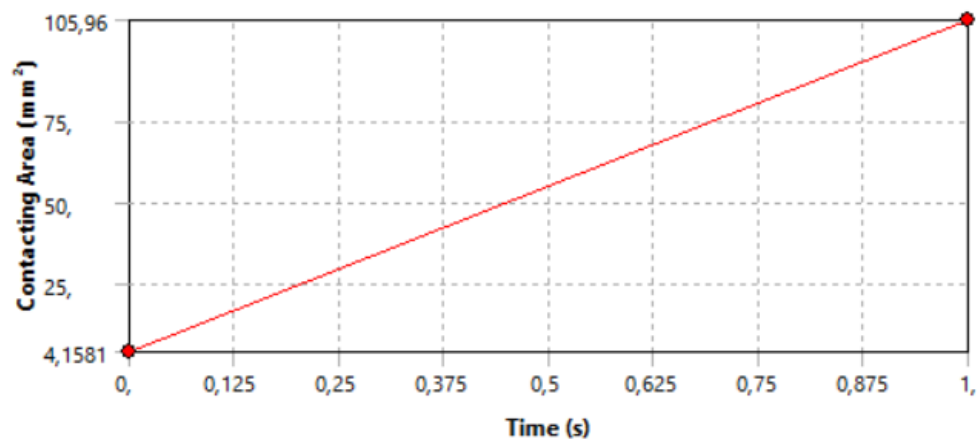


Tensión de Von Mises máxima: 799,23 MPa

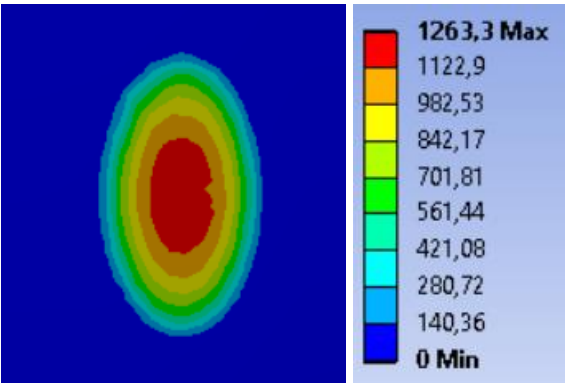


Carga de 16 t

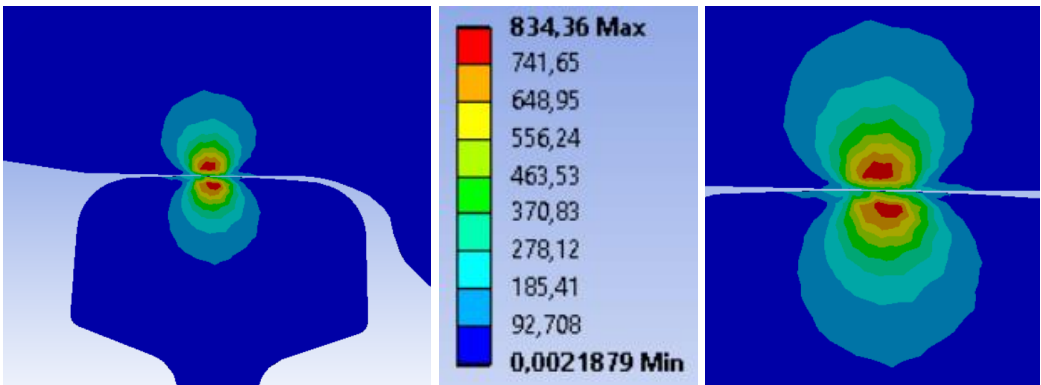
Área de contacto: 105,96 mm²



Presión de contacto máxima: 1263,3 MPa

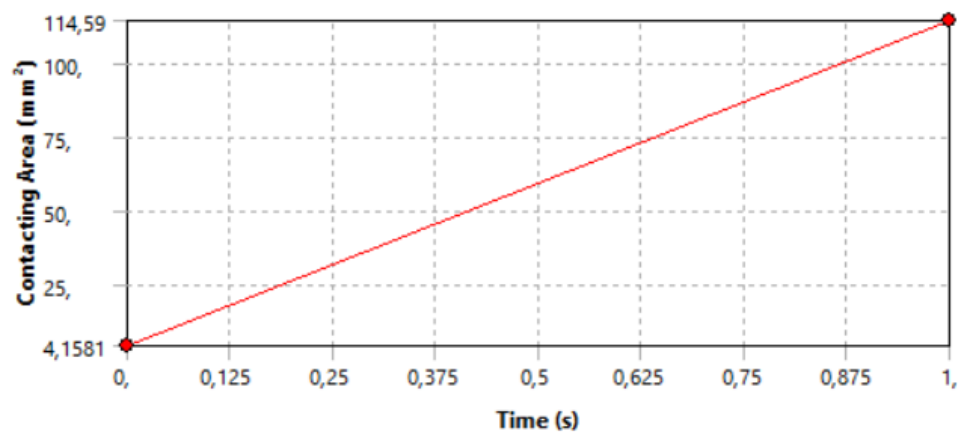


Tensión de Von Mises máxima: 834,36 MPa

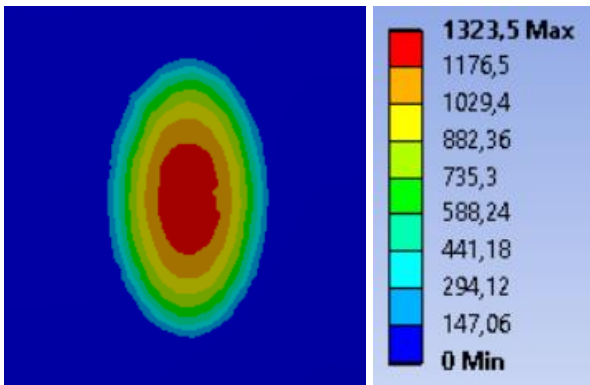


Carga de 18 t

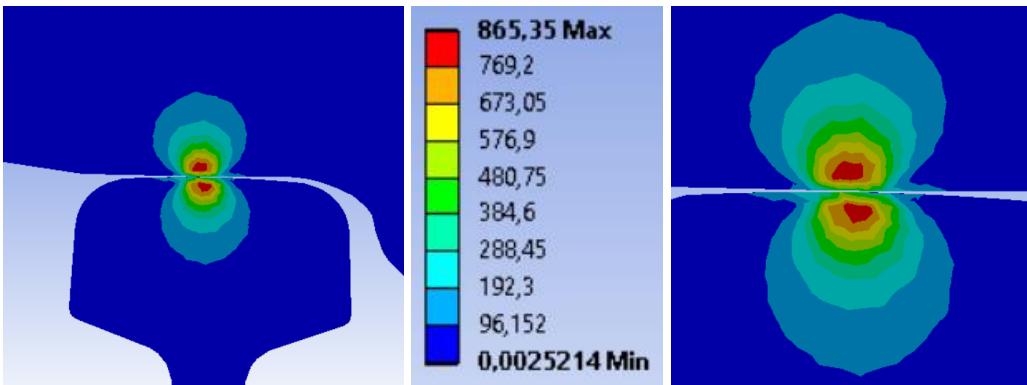
Área de contacto: 114,59 mm²



Presión de contacto máxima: 1323,5 MPa



Tensión de Von Mises máxima: 865,35 MPa



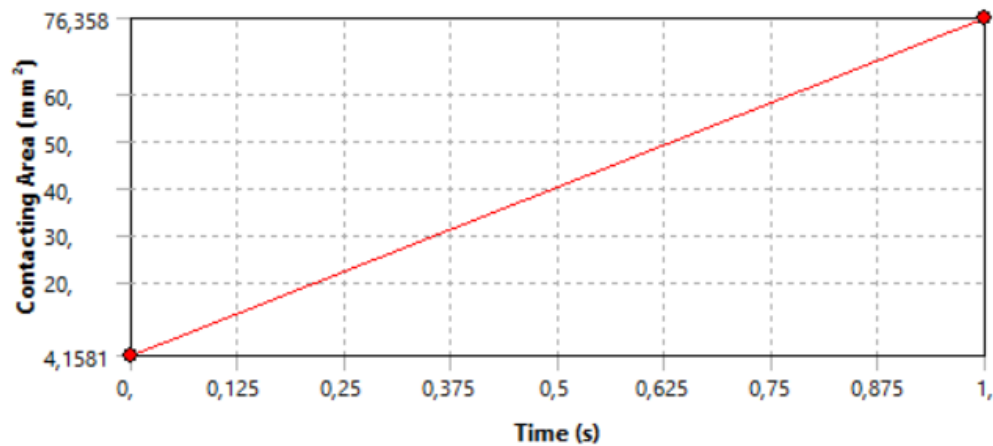
Anexo C:

Resultados para la variación de cargas laterales con carga vertical constante

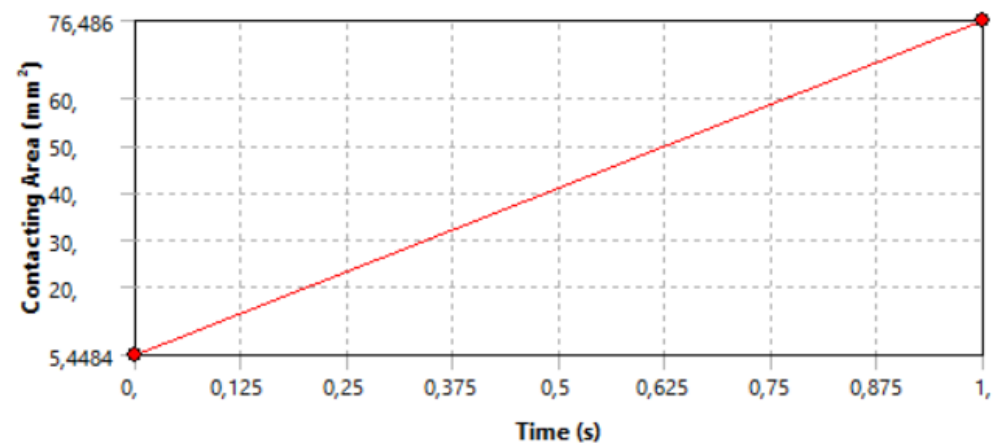
En este anexo los resultados de la presión se colocan de tal manera que los referidos al lado izquierdo se muestra a la izquierda de los datos y el derecho a la derecha de los mismos. En cuanto al área de contacto y la distribución de la tensión, se especifica el lado del que se muestran los resultados, adjuntando primero los del lado izquierdo y posteriormente los del derecho.

Carga de 0,25 t

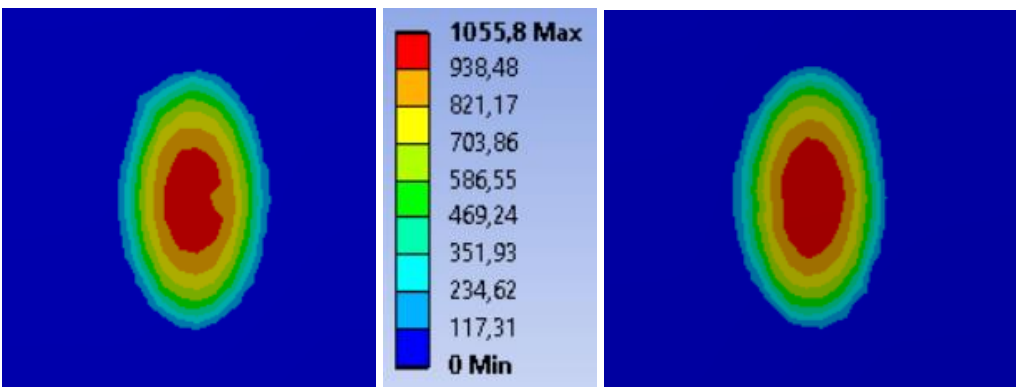
Área de contacto en el lado izquierdo: 76,358 mm²



Área de contacto en el lado derecho: 76,486 mm²

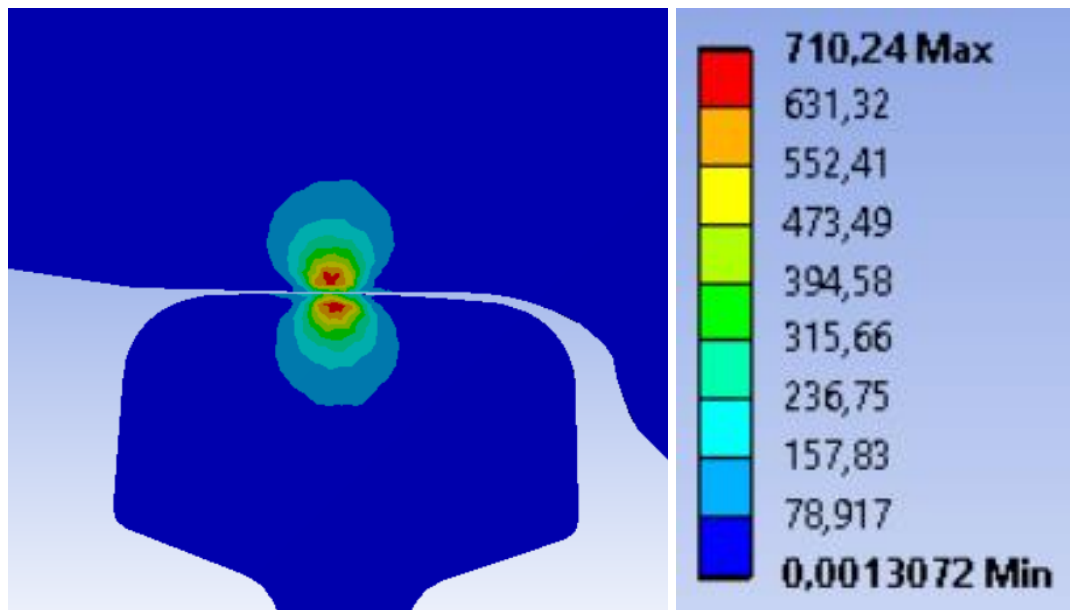


Presión de contacto máxima: 1055,8 MPa

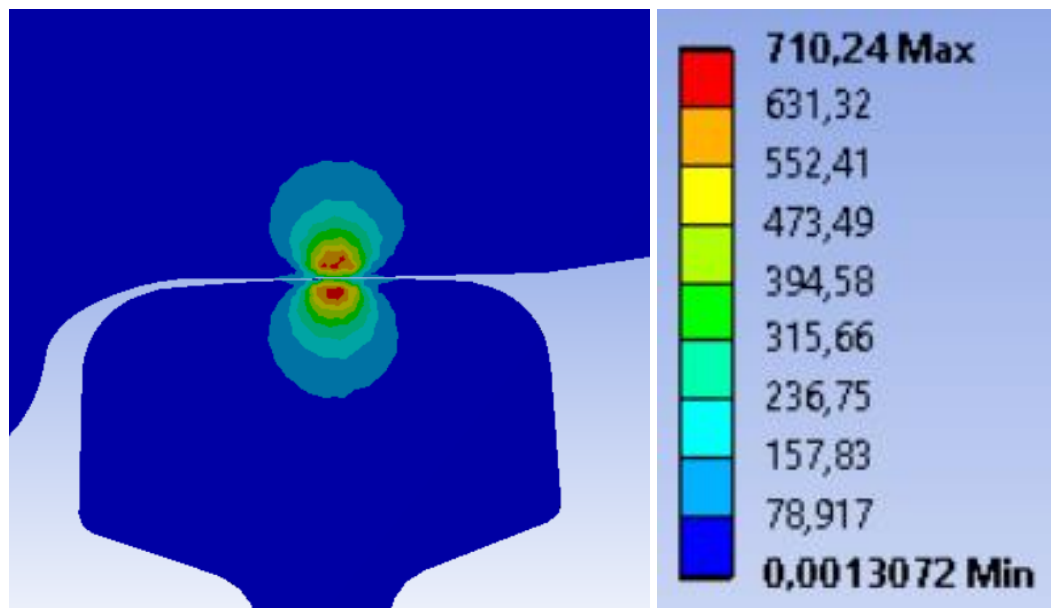


Tensión de Von Mises máxima: 710,24 MPa

Lado izquierdo

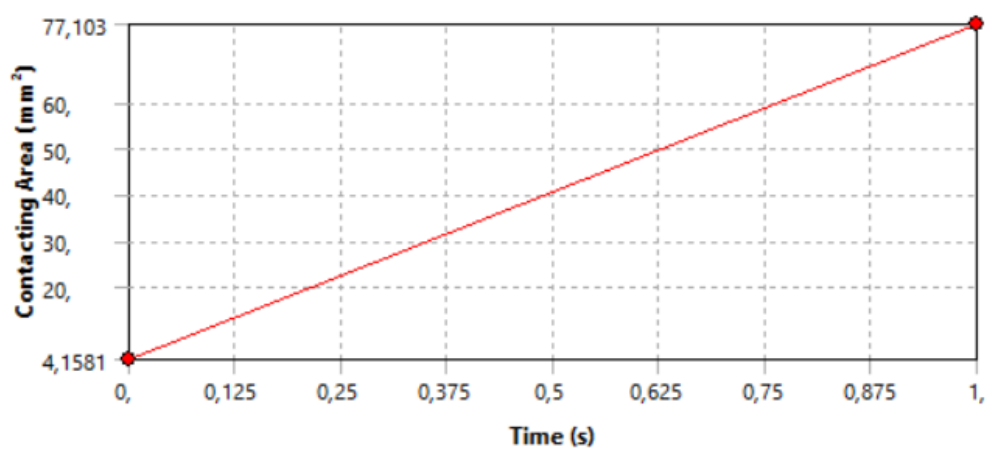


Lado derecho

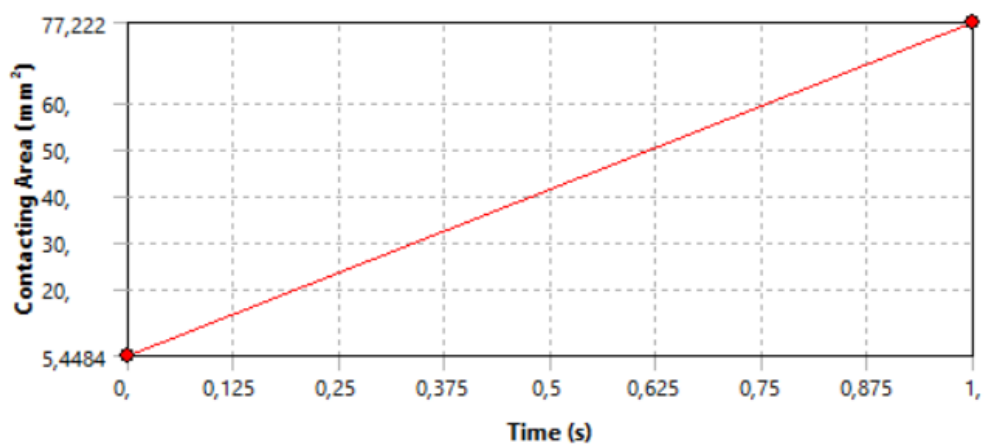


Carga de 0,50 t

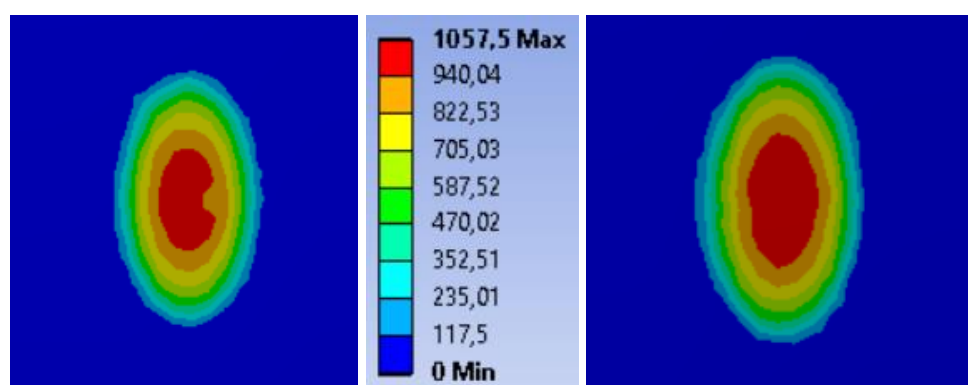
Área de contacto en el lado izquierdo: 77,103 mm²



Área de contacto en el lado derecho: 77,222 mm²

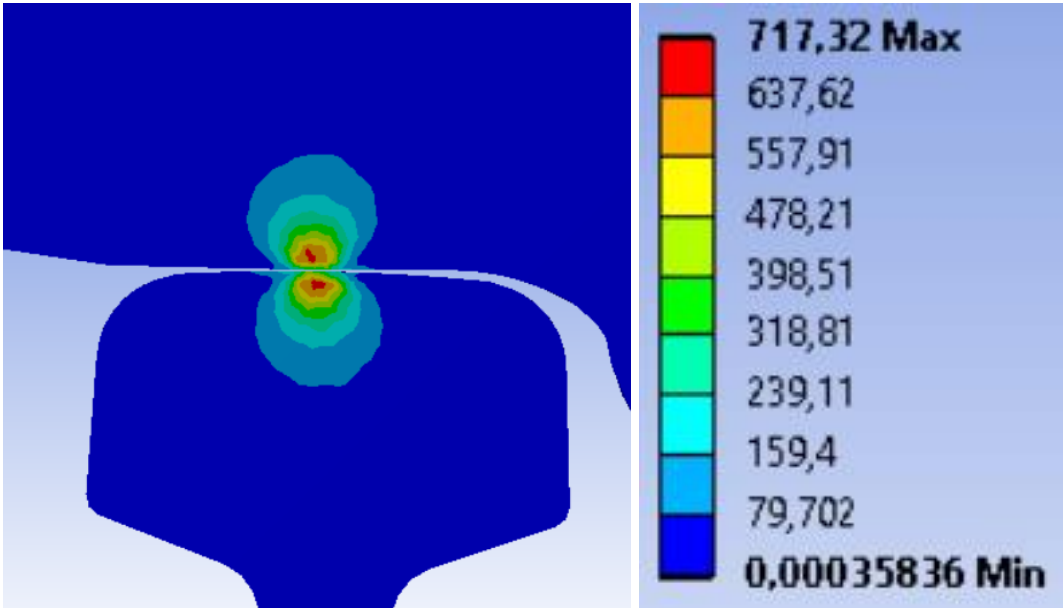


Presión de contacto máxima: 1057,5 MPa

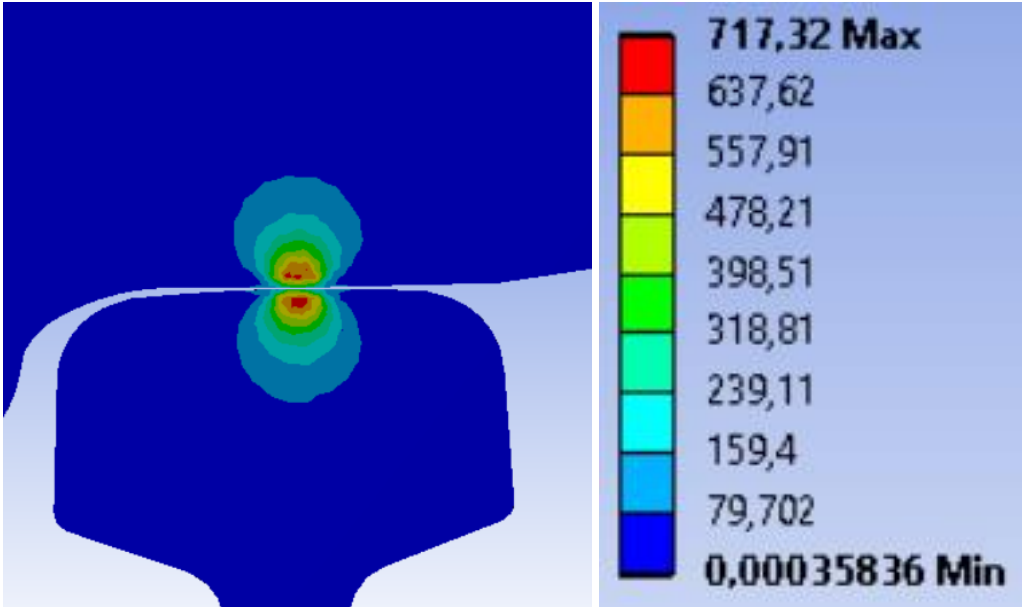


Tensión de Von Mises máxima: 717,32 MPa

Lado izquierdo

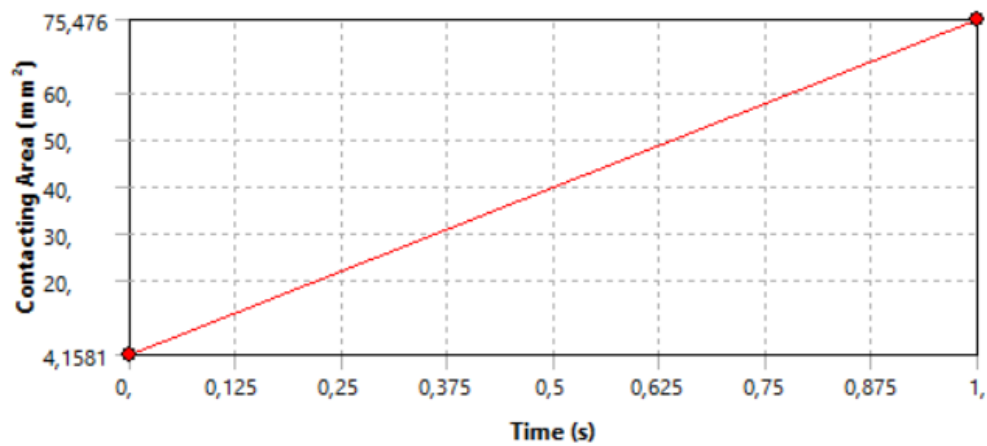


Lado derecho

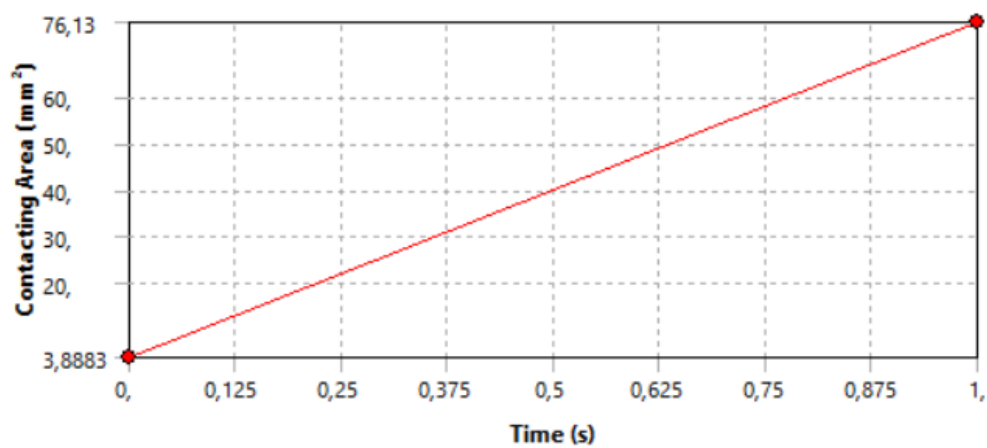


Carga de 0,75 t

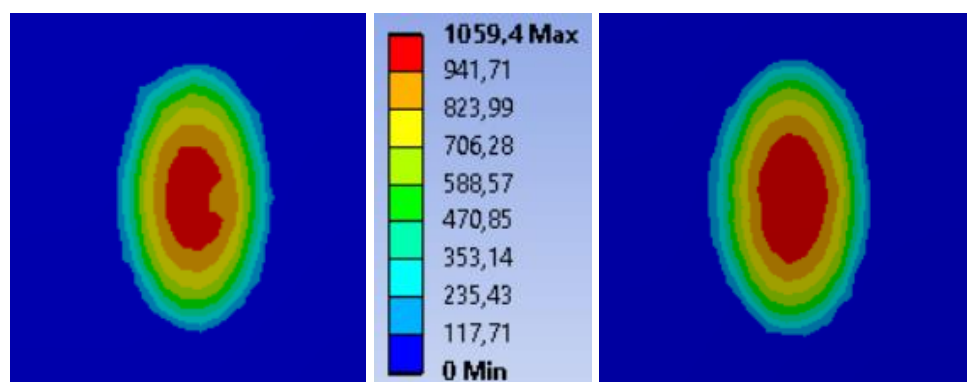
Área de contacto en el lado izquierdo: 75,476 mm²



Área de contacto en el lado derecho: 76,13 mm²

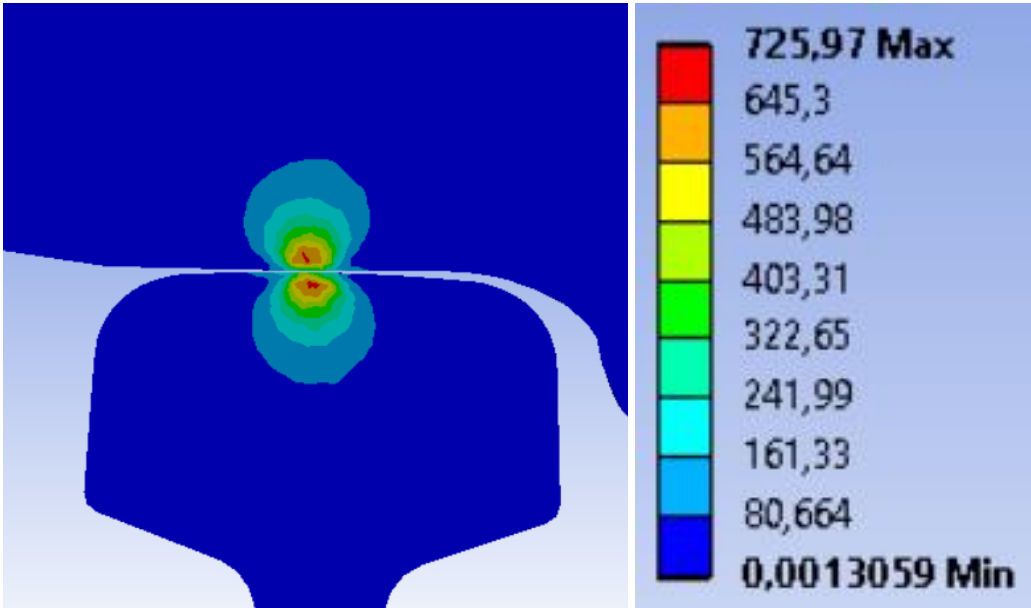


Presión de contacto máxima: 1059,4 MPa

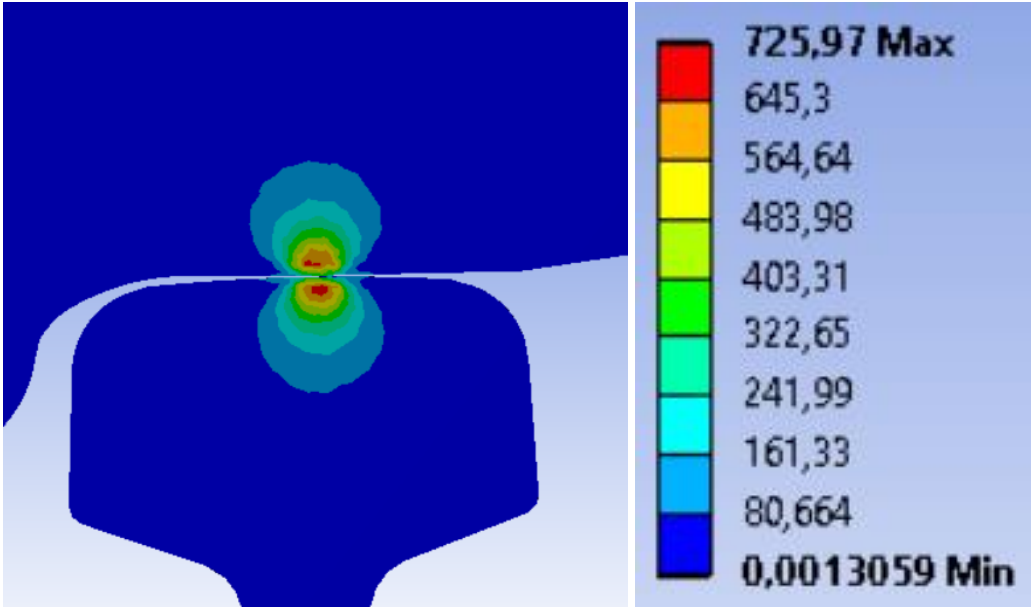


Tensión de Von Mises máxima: 725,97 MPa

Lado izquierdo

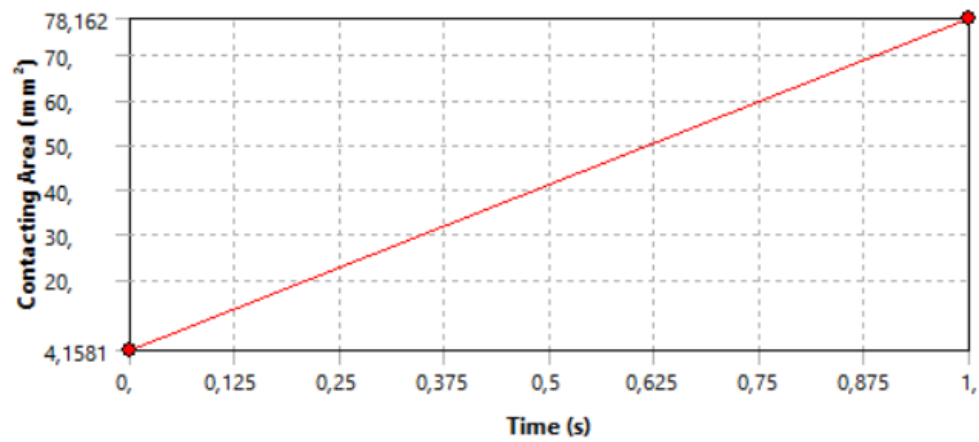


Lado derecho

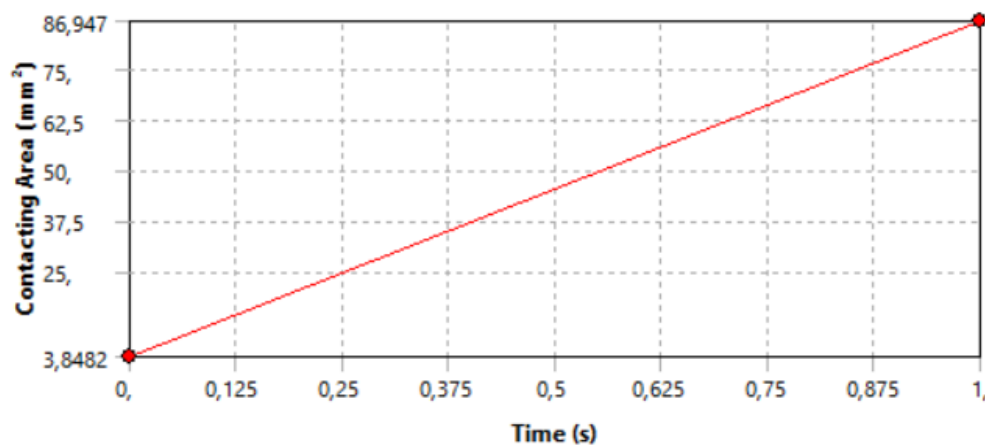


Carga de 1,50 t

Área de contacto en el lado izquierdo: 78,162 mm²

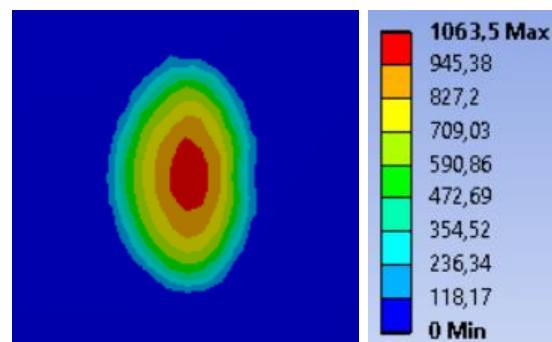


Área de contacto en el lado derecho: 86,947 mm²

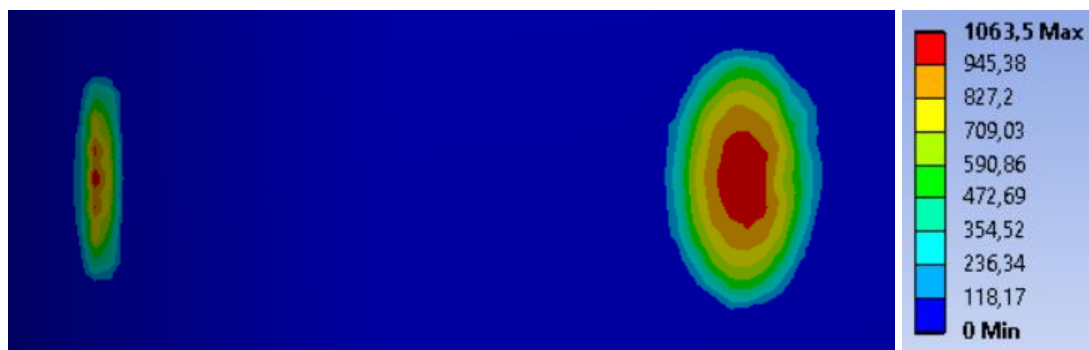


Presión de contacto máxima: 1063,5 MPa

Lado izquierdo

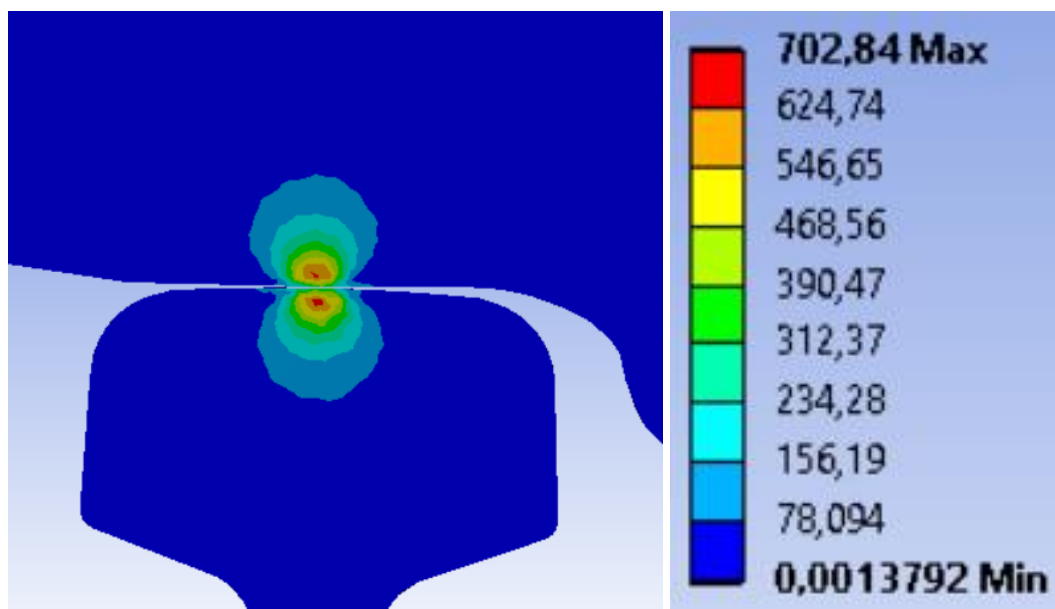


Lado derecho

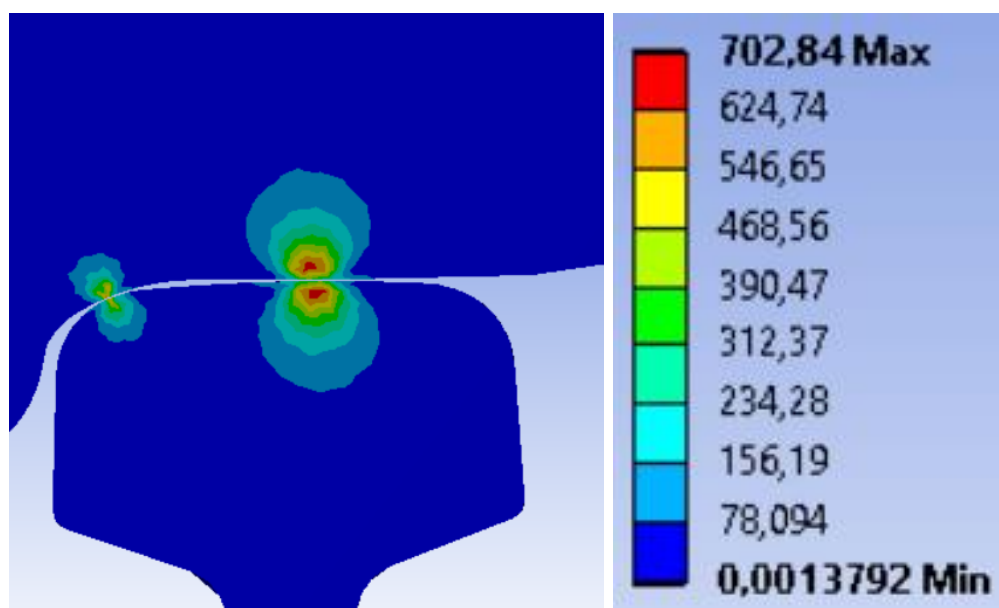


Tensión de Von Mises máxima: 702,84 MPa

Lado izquierdo

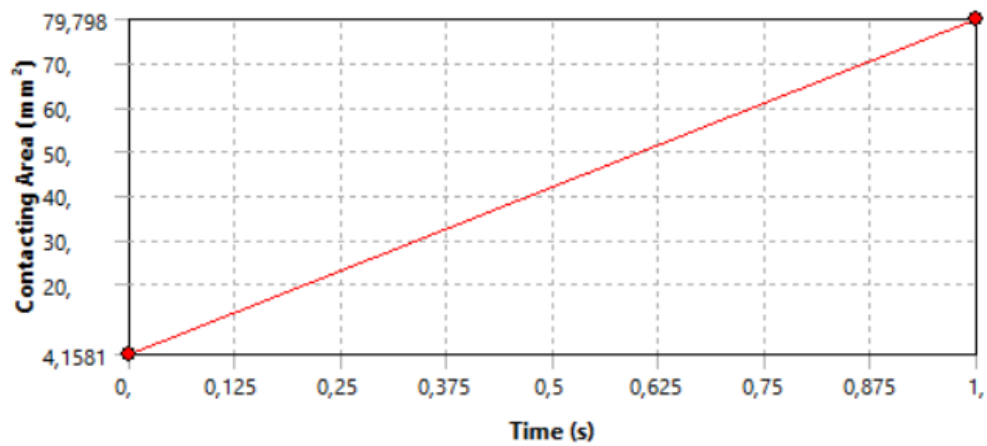


Lado derecho

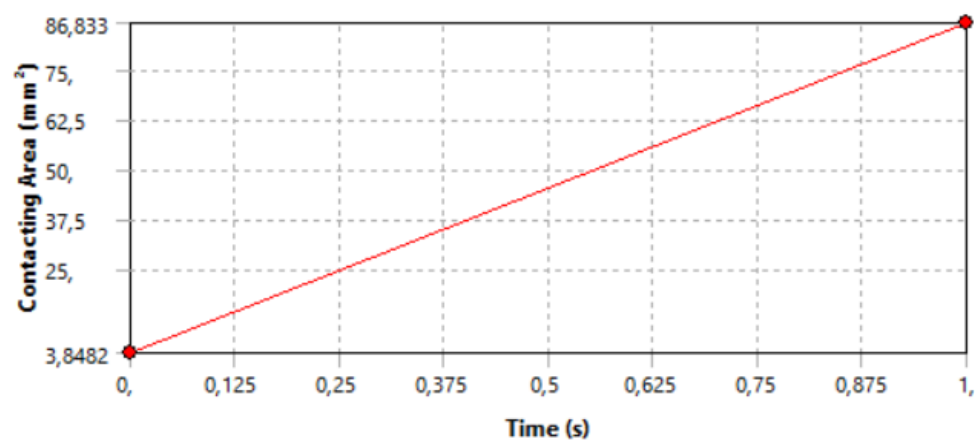


Carga de 1,75 t

Área de contacto en el lado izquierdo: 79,798 mm²

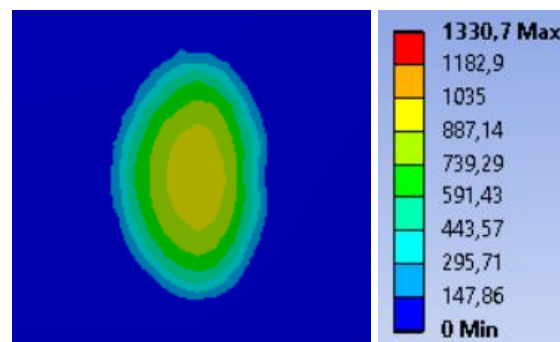


Área de contacto en el lado derecho: 86,833 mm²

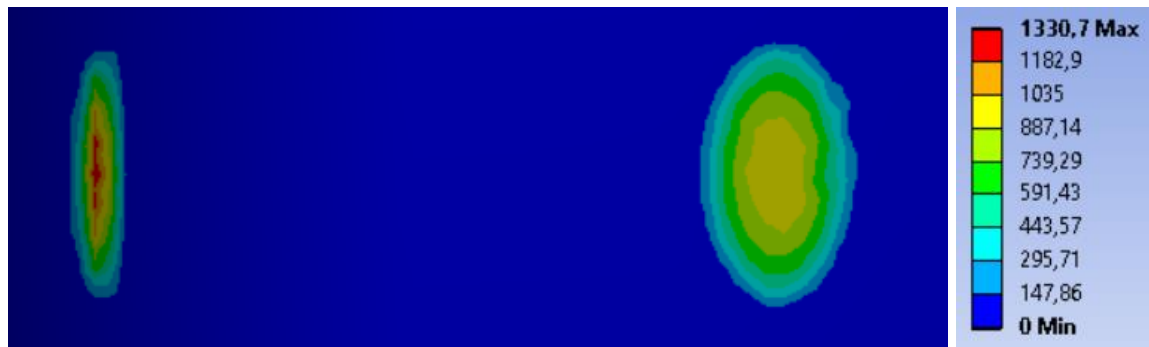


Presión de contacto máxima: 1330,7 MPa

Lado izquierdo

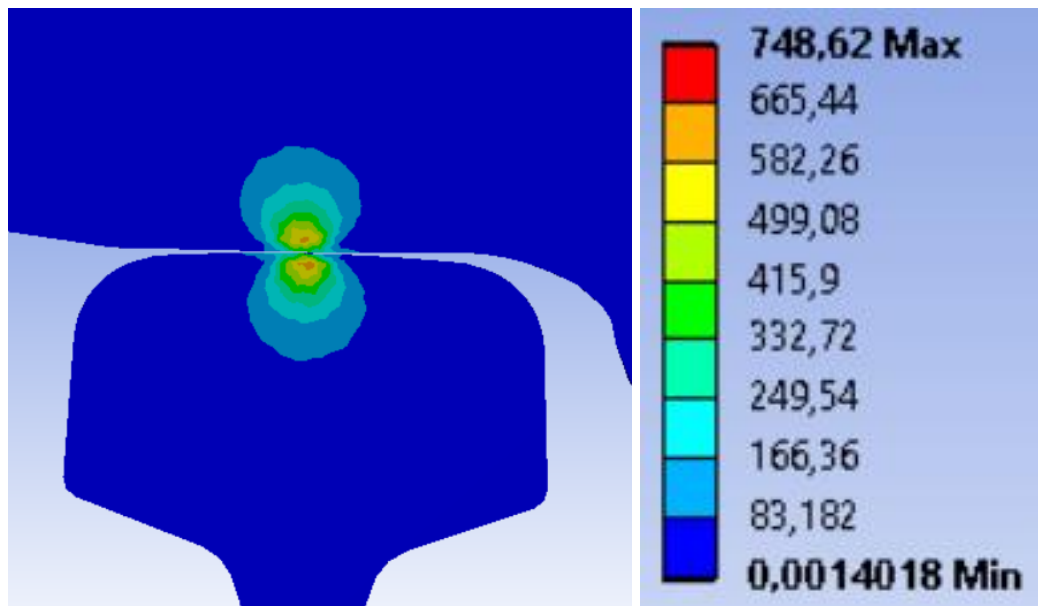


Lado derecho

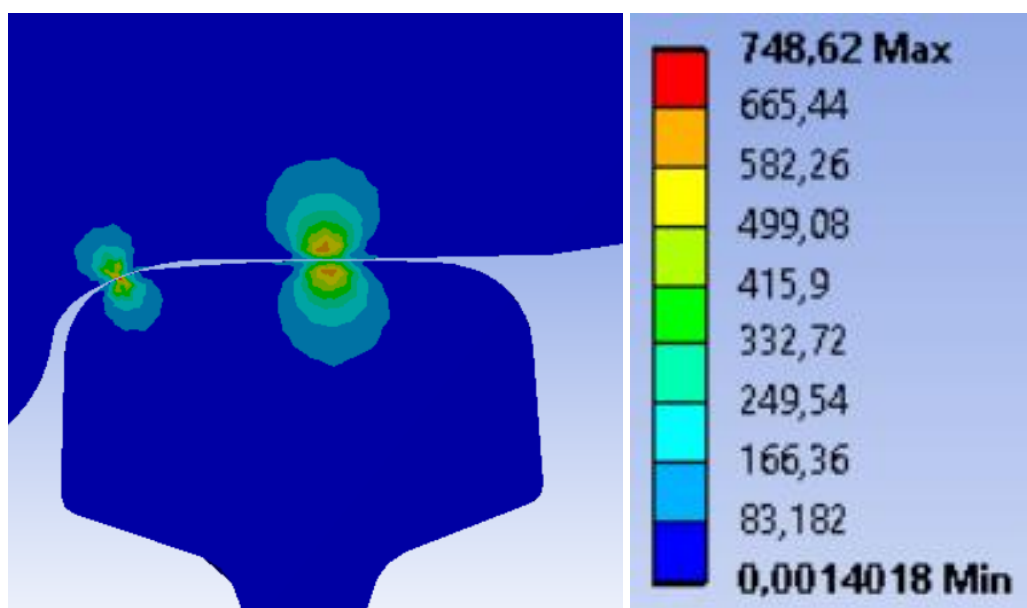


Tensión de Von Mises máxima: 748,62 MPa

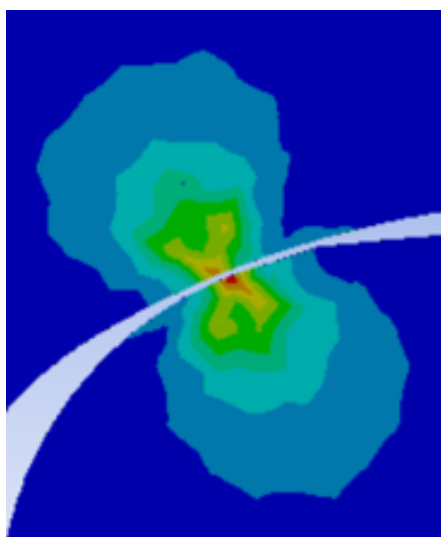
Lado izquierdo



Lado derecho

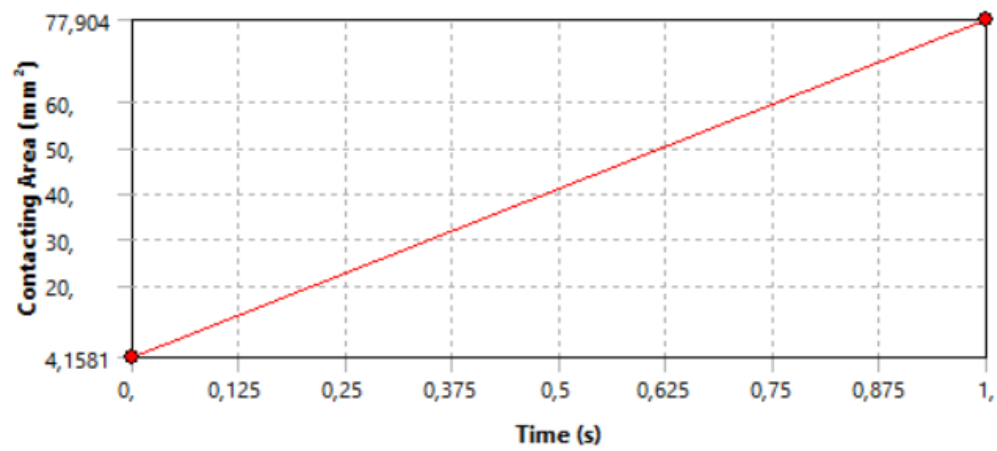


Aumento de la pestaña del lado derecho

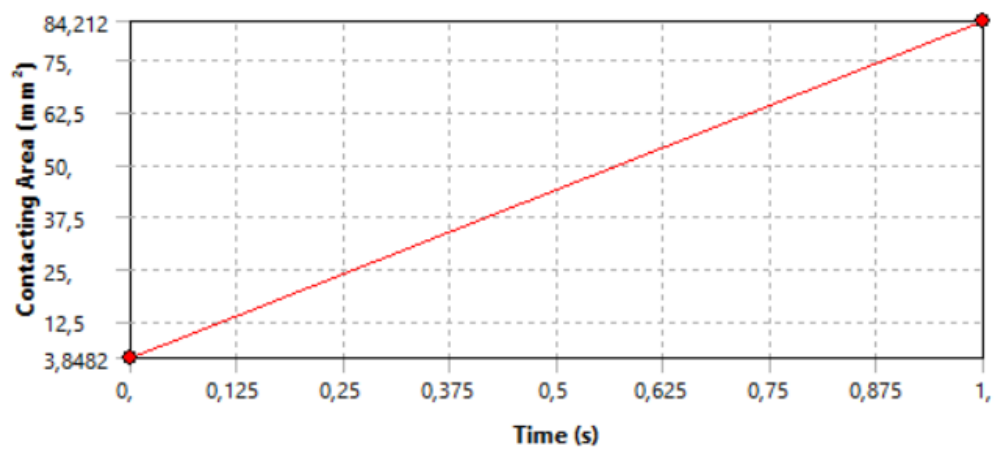


Carga de 2 t

Área de contacto en el lado izquierdo: 77,904 mm²

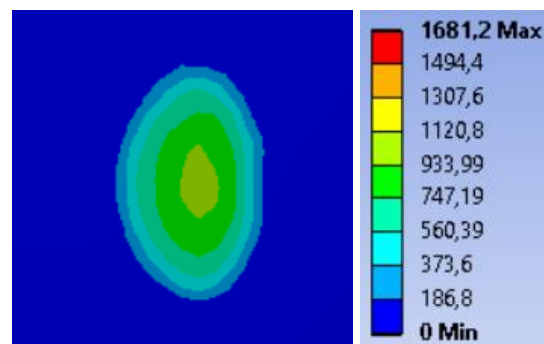


Área de contacto en el lado derecho: 84,212 mm²

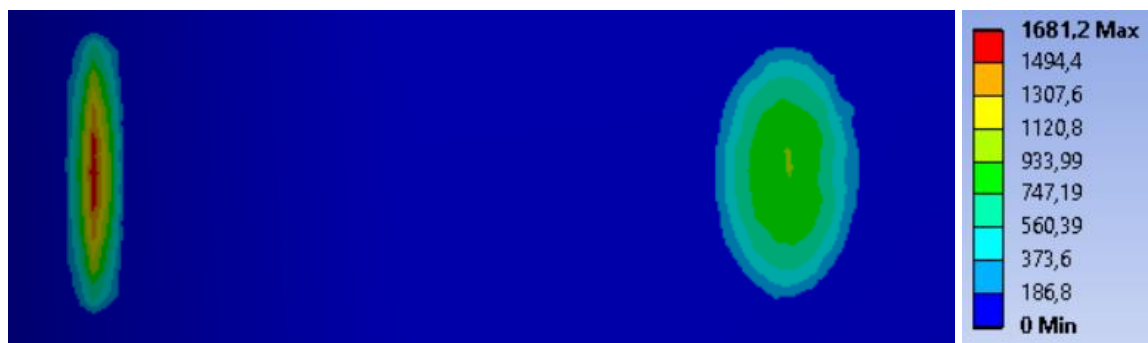


Presión de contacto máxima: 1681,2 MPa

Lado izquierdo

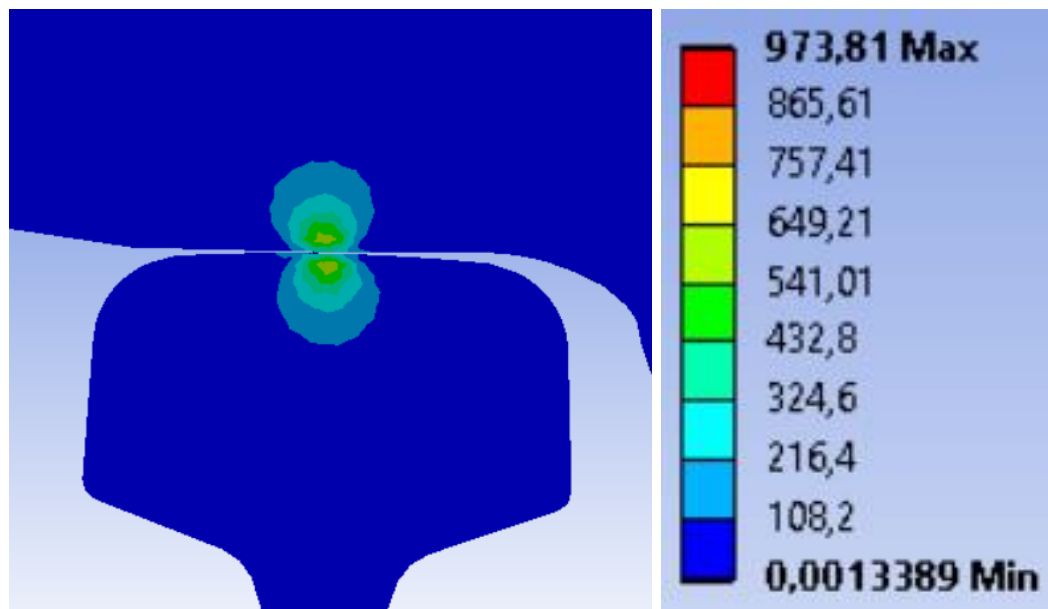


Lado derecho

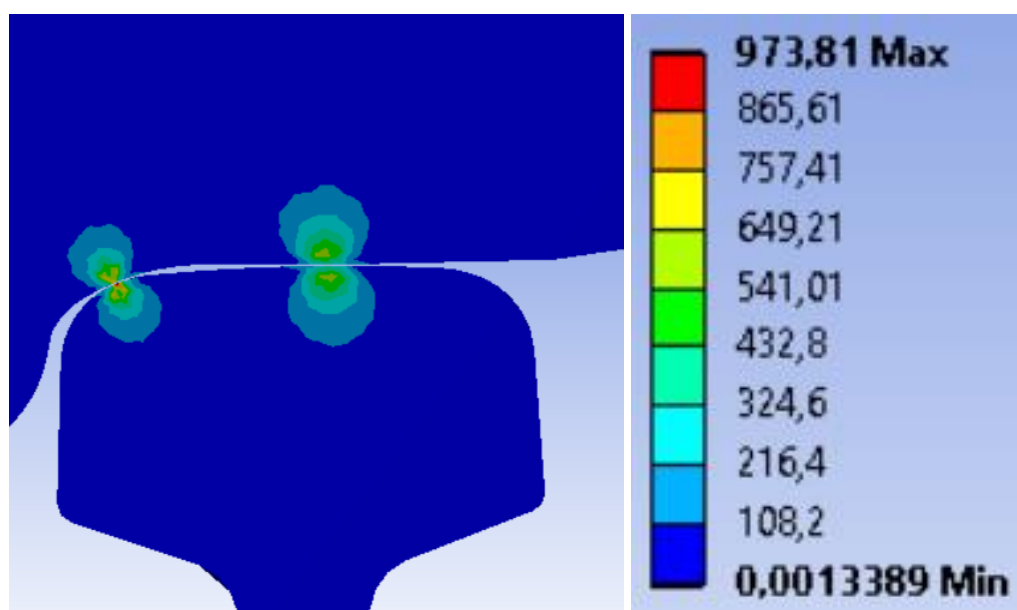


Tensión de Von Mises máxima: 973,81 MPa

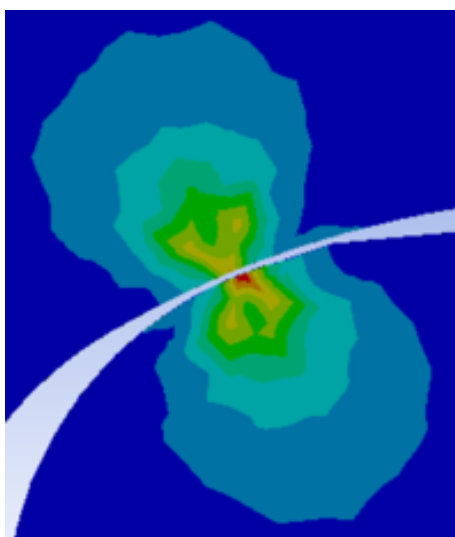
Lado izquierdo



Lado derecho

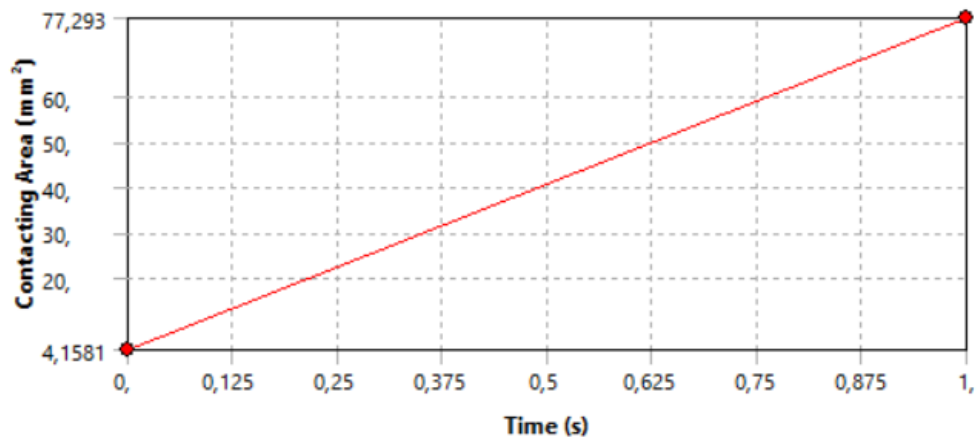


Aumento de la pestaña del lado derecho

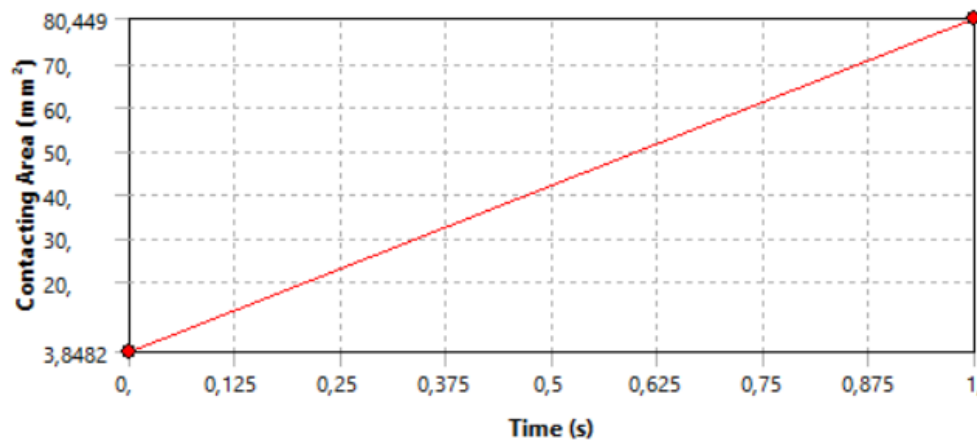


Carga de 2,25 t

Área de contacto en el lado izquierdo: 77,293 mm²

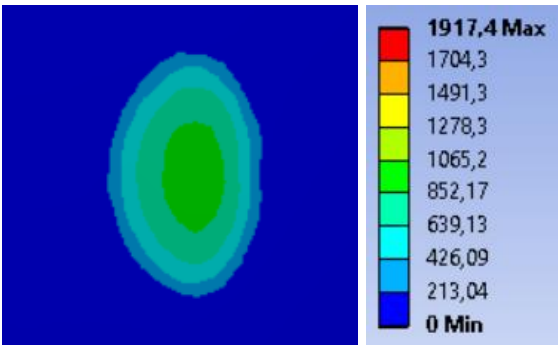


Área de contacto en el lado derecho: 80,449 mm²

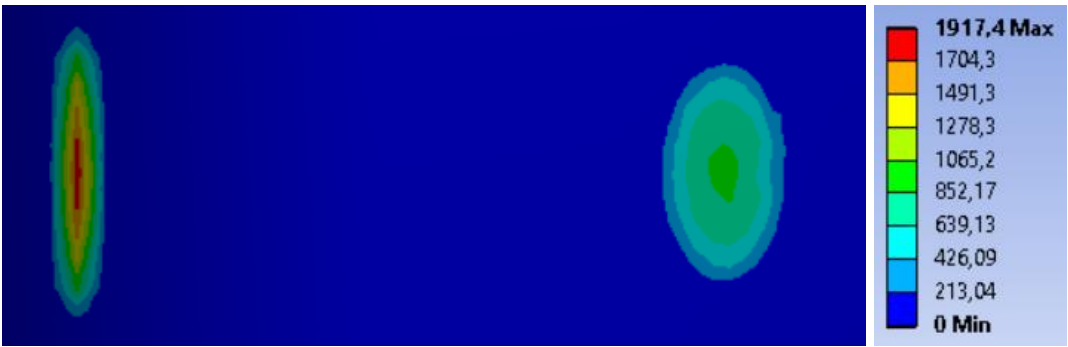


Presión de contacto máxima: 1917,4 MPa

Lado izquierdo

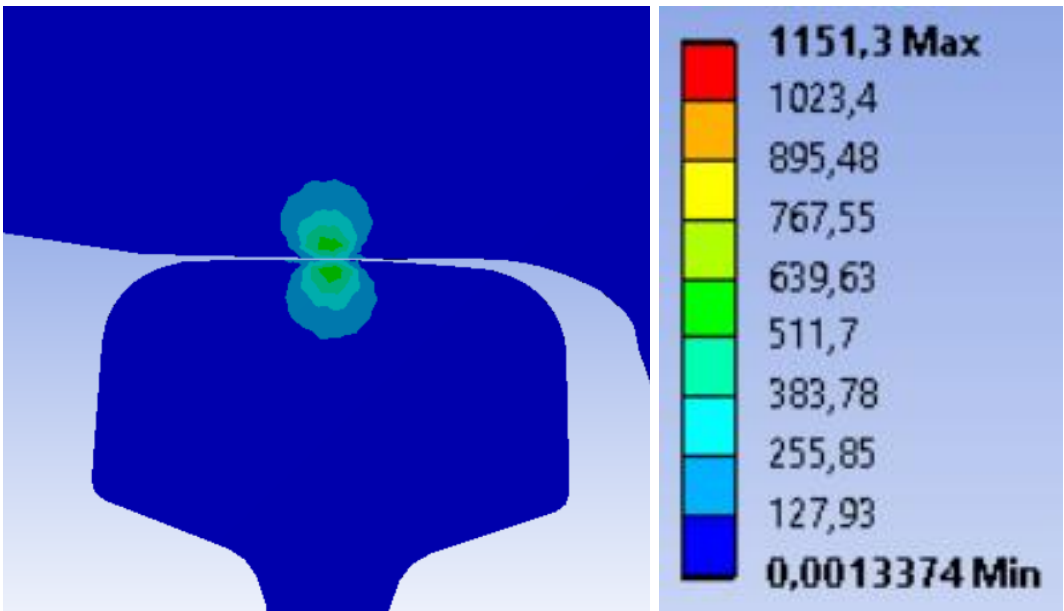


Lado derecho

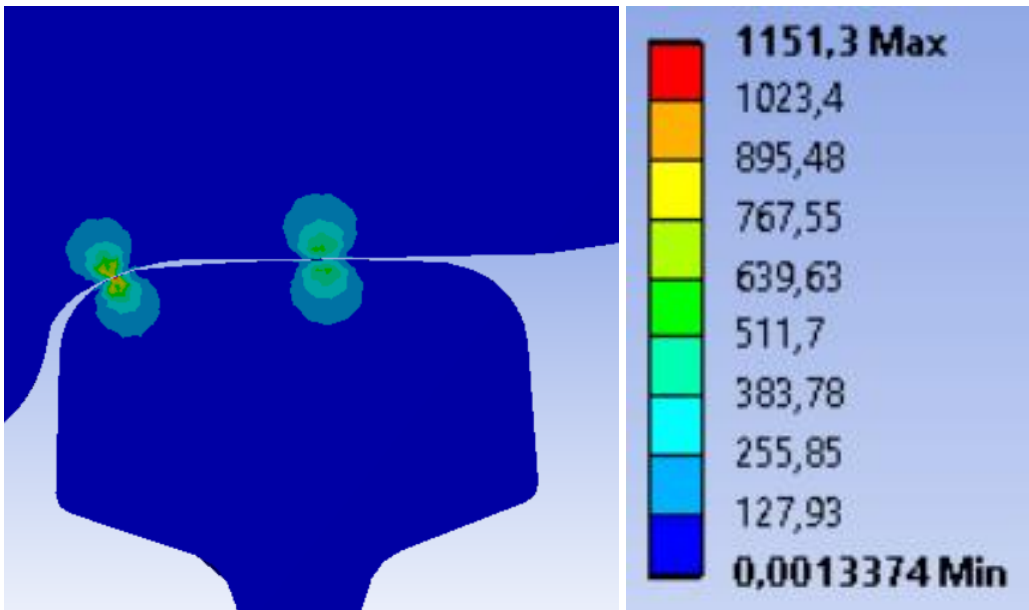


Tensión de Von Mises máxima: 1151,3 MPa

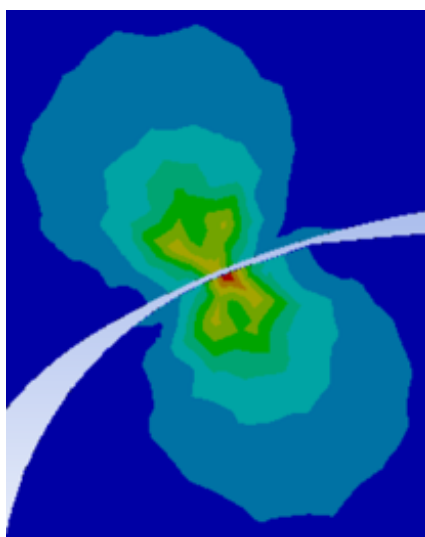
Lado izquierdo



Lado derecho

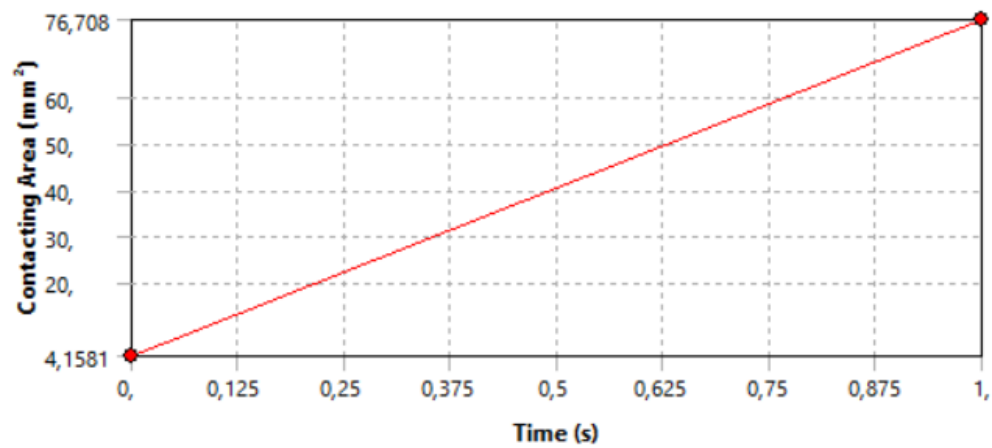


Aumento de la pestaña del lado derecho

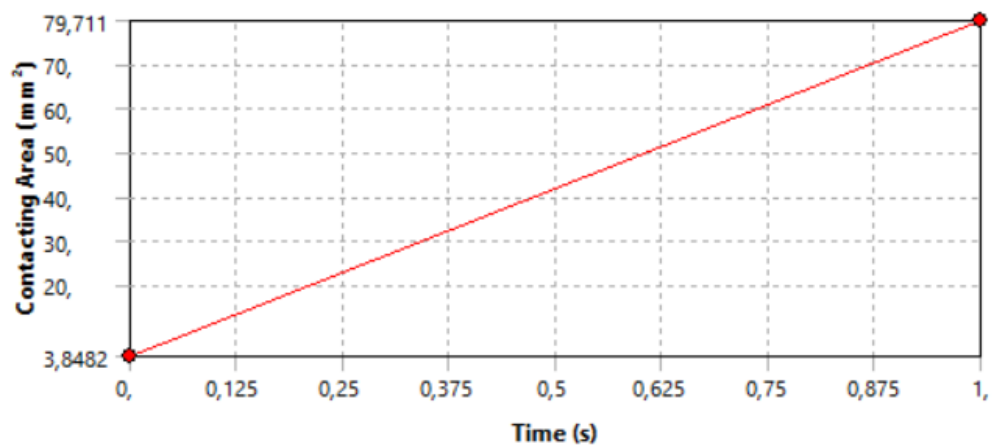


Carga de 2,50 t

Área de contacto en el lado izquierdo: 76,708 mm²

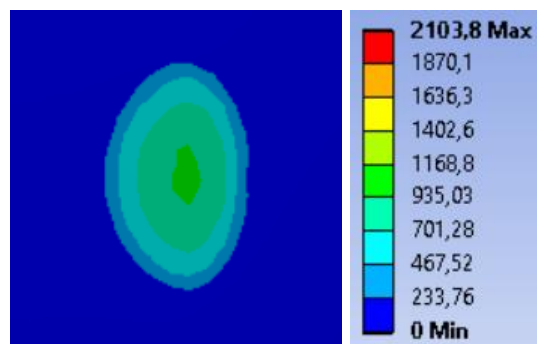


Área de contacto en el lado derecho: 79,711 mm²

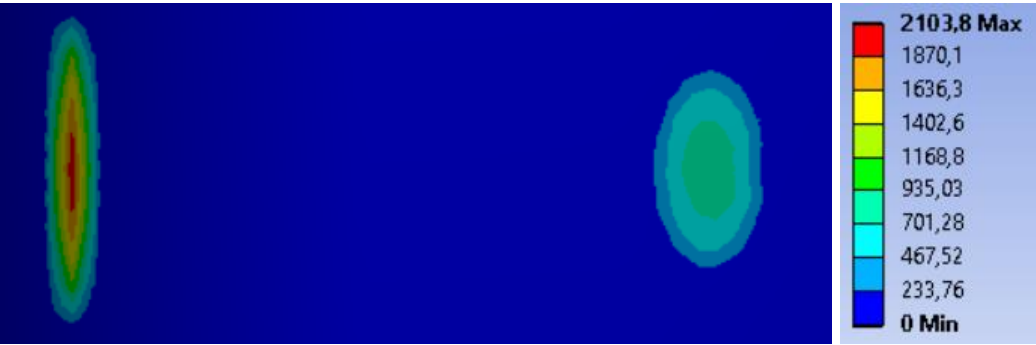


Presión de contacto máxima: 2103,8 MPa

Lado izquierdo

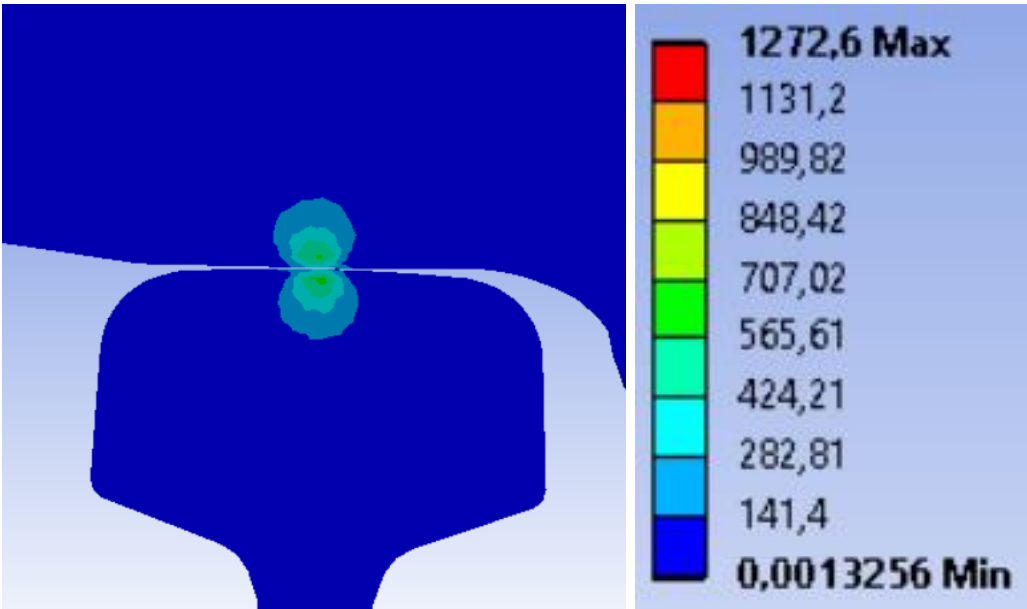


Lado derecho

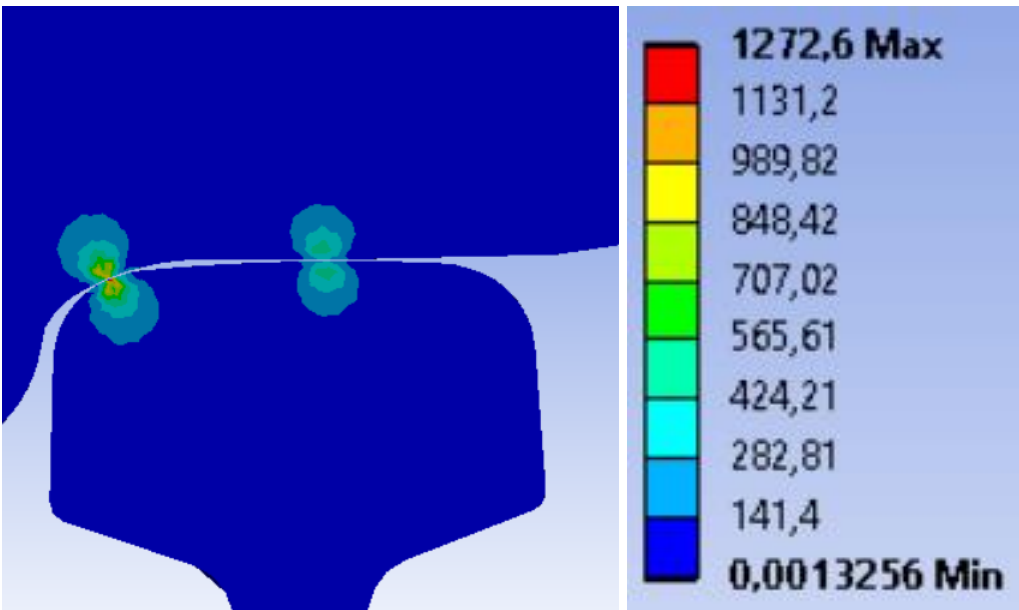


Tensión de Von Mises máxima: 1272,6 MPa

Lado izquierdo



Lado derecho



Aumento de la pestaña del lado derecho

